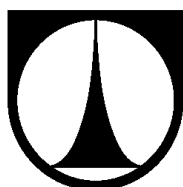


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní



**POLOHOVACÍ ZAŘÍZENÍ PRO UCHYCENÍ SPALOVACÍHO
MOTORU V PALETOVÉM SYSTÉMU**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Liberec 2016

Bc. Martin Hofman



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní

Polohovací zařízení pro uchycení spalovacího motoru v paletovém systému

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. Martin Hofman**
Vedoucí práce: Ing. Karel Páv, Ph.D.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin Hofman**

Osobní číslo: **S14000326**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**

Název tématu: **Polohovací zařízení pro uchycení spalovacího motoru
v paletovém systému**

Zadávací katedra: **Katedra vozidel a motorů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Popište v současnosti používané přístupy při upevňování testovaného spalovacího motoru na brzdovém stanovišti.
2. Proveďte rozvahu nad možnostmi simulace vnějšího pole zrychlení působícího na motor v libovolném směru.
3. Proveďte konstrukční návrh mechanického upevnění spalovacího motoru na brzdovém stanovišti do standardního paletového systému VW - ŠKODA. Systém upevnění motoru musí umožňovat jeho naklápění kolem osy klikového hřídele v rozsahu 45 stupňů.
4. Vypracujte výrobní výkresovou dokumentaci navrženého řešení.
5. Během řešení diplomové práce spolupracujte se společností ŠKODA Auto, a.s..



Rozsah grafických prací: **výkresová dokumentace**
Rozsah pracovní zprávy: **zpráva cca 50 stran. + CD**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:


- [1] **Výkresová dokumentace Škoda Auto, a.s..**
- [2] **Firemní literatura výrobců zkušebních stanovišť SIEMENS, AVL, HORIBA, Technogerma, D2T.**

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Karel Páv, Ph.D.**
ŠKODA-AUTO a.s.

Datum zadání diplomové práce: **15. listopadu 2015**
Termín odevzdání diplomové práce: **15. února 2017**


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 15. listopadu 2015

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vzta- huje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tom- to případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elek- tronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych zde poděkovat panu Ing. Karlu Pávovi, Ph.D. za vedení mé diplomové práce. Také bych chtěl poděkovat panu Ing. Václavu Vorlovi za nápady a řadu dalších informací, které přímo souviseli s diplomovou prací.

ANOTACE

Tato diplomová práce se zabývá polohovacím zařízením pro uchycení spalovacího motoru v paletovém systému. Diplomová práce se skládá ze čtyř částí.

V první z nich jsou popsány přístupy při upevňování testovaného spalovacího motoru na brzdovém stanovišti. V druhé části provádím rozvahu nad možnostmi simulace vnějšího pole zrychlení působícího na motor v libovolném směru. V třetí části uvádím vlastní konstrukční návrh mechanického upevnění spalovacího motoru na brzdovém stanovišti do standardního paletového systému VW – ŠKODA. Naklápění kolem osy klikového hřídele umožňuje naklápěcí zařízení v rozsahu $\pm 45^\circ$. V poslední části dokládám výrobní výkresovou dokumentaci navrženého řešení.

KLÍČOVÁ SLOVA: polohovací zařízení, spalovací motor, brzdové stanoviště, paletový systém

ANNOTATION

This thesis deals with positioning device for mounting an internal combustion engine in a pallet system. This thesis consists of four parts.

The first of these approaches are described in the consolidation of the internal combustion engine on the test bench. In the second part I of the balance sheet simulation capabilities of the external field acceleration acting on the motor in any direction. In the third part, the inherent structural design of mechanical fastening the engine to the bench to a standard pallet system VW - SKODA. Tilting about a crankshaft axis allows tilting device within the range of $\pm 45^\circ$. In the last part I illustrate manufacturing drawings of the proposed solution.

KEY WORDS: positioning equipment, internal combustion engine, test bench, pallet system

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	10
ÚVOD	13
1. MOTOROVÉ ZKUŠEBNY	14
1.1. Měření uskutečňované na motoru	14
1.2. Motorový dynamometr	14
1.3. Stanoviště	15
2. UPEVNĚNÍ MOTORU NA BRZDOVÉM STANOVIŠTI	17
2.1. Uchycení motoru pomocí konstrukce	17
2.2. Uchycení motoru pomocí palety	18
2.2.1. Motorová lůžka	19
2.2.2. Zástavba motoru na paletě	19
3. SIMULACE VNĚJŠÍHO POLE ZRYCHLENÍ PŮSOBÍCÍHO NA MOTOR	20
3.1. Akcelerace / Decelerace	21
3.2. Změna směru - zatáčení	23
3.2.1. Ackermannova podmínka	23
3.2.2. Rozložení úhlové rychlosti na přední nápravě	24
3.2.3. Výpočet prohnutí hladiny	24
4. KONSTRUKČNÍ NÁVRH MECHANICKÉHO UPEVNĚNÍ	26
4.1. Výpočet sil působících na motor	27
4.1.1. Výpočet momentu	27
4.1.2. Výpočet sil druhého řádu působících na píst	32
4.1.3. Výpočet tíhové síly	32
4.2. Návrh silentbloků	33
4.2.1. Výpočet reakcí	33
4.2.2. Volba silentbloku	37
4.3. Konstrukce - sestava	38
4.4. Metoda konečných prvků	41
5. Závěr	44

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Zkratky

VW	Volkswagen
AC	Alternating Current (střídavý proud)
MPI	Multi Point Injection (vícebodové vstřikování)
KH	Kliková hřídel
CxI	Ústav pro nanomateriály, pokročilé technologie a inovace
CAD	Computer Aided Design (počítačem podporované projektování)

Symbody

Značka	Jednotka	Název
α	[°]	pootočení klikové hřídele
α_o	[°]	pootočení hladiny oleje
α_i	[°]	směrové odchylky kol
β	[°]	pootočení ojnice
β_i	[°]	rejdivý úhel kol
γ	[°]	úhel naklopení motoru
ε_0	[rad·s ⁻²]	zrychlení ojnice
λ	[-]	kompresní poměr
ρ	[-]	integrační poloměr
ϑ_i	[-]	úhel úhlové rychlosti na pootočení kol
ω	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost
a_p	[m·s ⁻²]	rychlost pístu
a	[m]	rozměr na ojnici (pístní čep-těžiště)
a_z	[m·s ⁻²]	zrychlení vozidla
a_r	[m·s ⁻²]	odstředivé zrychlení
a_y	[m·s ⁻²]	zrychlení ve svislém směru rotační nádoby
b	[m]	rozměr na ojnici (těžiště – ojnicí čep)
b_0	[m]	rozchod kol
c	[m]	rozměr v sestavě (těžiště – brejle)

D	[m]	průměr válce
d	[m]	rozměr v sestavě (střed 2-3 vložka – brejle)
e	[m]	rozměr motoru (pístní čep – osa KH)
F	[N]	silová dvojice na ojnici
F_{IIx}	[N]	setrvačná síla promítnutá v x
F_{IIy}	[N]	setrvačná síla promítnutá v y
F_m	[N]	setrvačná síla od posuvných hmot
F_{mn}	[N]	setrvačná normální síla působící na píst posuvných hmot
F_{mo}	[N]	setrvačná ojnicí síla působící na píst posuvných hmot
F_{mt}	[N]	setrvačná tečná síla působící na píst posuvných hmot
F_{mII}	[N]	setrvačná síla druhého řádu posuvných hmot
F_p	[N]	síla od tlaku plynu
$F_{po'}$	[N]	ojnicí síla od tlaku plynu
F_{pn}	[N]	normální síla na píst od tlaku plynu
F_{pt}	[N]	tečná síla na píst od tlaku plynu
F_s	[N]	síla působící na silentblok
F_{sest}	[N]	tíhová síla motoru
F_x	[N]	průmět síly F na ojnici do x
F_y	[N]	průmět síly F na ojnici do y
g	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační zrychlení
h	[m]	poloha hladiny
i_0^2	$[m^2]$	součin a · b
ΔJ_0	$[kg \cdot m^2]$	kompensační moment setrvačnosti
l	[m]	délka ojnice
L	[m]	rozvor kol
l_1	[m]	rozměr příčnick - příčnick
l_2	[m]	rozměr pevná deska - příčnick
m_0	[kg]	hmotnost ojnice
m_a	[kg]	hmotnost ojnice u pístu
m_b	[kg]	hmotnost ojnice u KH
M_{celk}	$[N \cdot m]$	celkový okamžitý moment motoru
M_k	$[N \cdot m]$	točivý moment
M_{mkl}	$[N \cdot m]$	klopný moment od setrvačných sil
M_{mt}	$[N \cdot m]$	točivý moment od setrvačných sil

m_p	[kg]	hmotnost pístní sestavy s částí ojnice
M_{pkl}	[N.m]	klopný moment od primárních sil
M_{pt}	[N.m]	točivý moment od primárních sil
m_{sest}	[kg]	hmotnost sestavy
n	[ot.s ⁻¹]	otáčky motoru
O_s	[m]	skutečný střed zatačení
O_t	[m]	teoretický střed zatačení
p	[Pa]	tlak plynů
P_e	[kW]	efektivní výkon
r	[m]	délka kliky
R	[m]	poloměr otáčení
r_r	[m]	poloměr otáčení přední nápravy
r_i	[m]	poloměr otáčení olejové vany
R_1	[m]	poloměr otáčení k prvnímu místu na olejové vaně
R_2	[m]	poloměr otáčení k druhému místu na olejové vaně
R_a	[N]	reakce v místě A
R_b	[N]	reakce v místě B
R_c	[N]	reakce v místě C
R_d	[N]	reakce v místě D
R_l	[N]	reakce levé části
R_p	[N]	reakce pravé části
R_x	[N]	reakce horizontální
R_{x1}	[N]	reakce horizontální - příčník
R_{x2}	[N]	reakce horizontální – brejle
t	[s]	čas
v	[m.s ⁻¹]	rychlost vozidla
x	[m]	deformace silentbloku
\ddot{x}_p	[m.s ⁻²]	zrychlení pístu
x_t	[m]	poloha těžiště od osy KH – rovina palety

ÚVOD

Obor zabývající se testováním spalovacích motorů má za úkol zjišťovat parametry motoru potřebné pro vývoj motoru. Důvodem měření motorů je fakt, že na spalovací motor jsou vyvíjeny větší a větší nároky ze strany obyvatelstva. Lidstvo má zájem o ekologii, ochranu životního prostředí a v konečném důsledku i o ekonomii provozu, což je vzájemně nevylučitelné z hlediska spalovacího motoru. Z těchto požadavků se však začaly zvyšovat nároky na parametry spalovacích motorů. Především se klade vysoký požadavek na co nejvyšší výkon a účinnost motoru. Nutnou podmínkou k tomu je požadavek na vysokou přesnost měření spalovacích motorů. Testování motorů probíhá na specializovaných pracovištích. Předmětem diplomové práce je měření motoru na motorových dynamometrech. Pojednává se zde tedy o tzv. motorových zkušebnách.

Motorem, kterým se zabývá diplomová práce, je nejpoužívanější motor v motorovém centru Škoda Auto a.s. a to řadový čtyřválec 1,6 MPI 16V 81kW z produktové řady EA 211.

V první části se uvádí, jak brzdové stanoviště vypadá, co je jeho úkolem. Dále jsou popsány typy uchycení motoru. Škoda Auto a.s. používá koncernový systém paletizace VW. Výhodou tohoto řešení je příprava mimo brzdové stanoviště. Příprava probíhá na dílně paletizace, kde je motor z velké části připraven na měření. Zbývá už jen připojit např. výfukové potrubí, sání apod. Motor na paletě je uchycen tak, jak se nachází v motorovém prostoru vozidla. Jedná se tedy o staticky určitý případ (dvě vozová lůžka a jedna momentová vzpěra).

Toto řešení neumožňuje simulovat např. zrychlení nebo zpomalení vozidla nebo průjezd zatáčkou, jízda do nebo z kopce, kdy dochází k pohybu hladiny oleje vlivem působícího zrychlení. Aby simulace mohla zahrnout do výsledků více jízdních stavů, tak je zde uveden konstrukční návrh mechanického upevnění motoru s možným naklopením motoru od osy naklopení v základní poloze motoru o $\pm 45^\circ$.

1. MOTOROVÉ ZKUŠEBNY

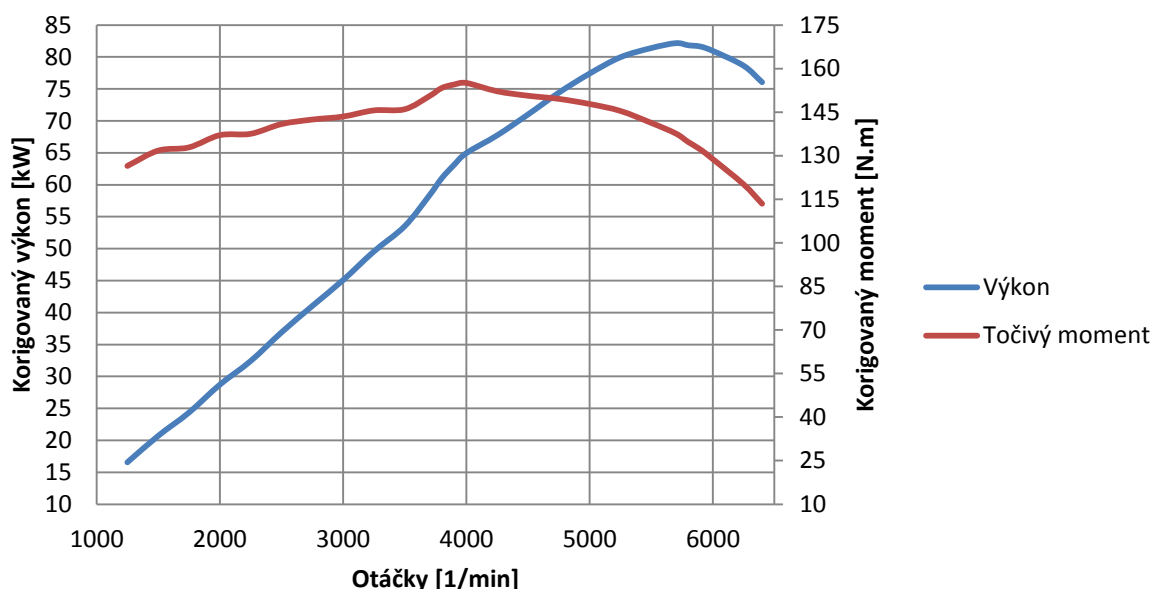
Motorové zkušebny (obrázek 1) jsou vybaveny přístroji a zařízeními, které umožňují zatěžovat a měřit spalovací motor. Motor, kterým se práce zabývá, je benzinový řadový čtyřválec 1,6 MPI 16V 81kW.

1.1. Měření uskutečňované na motoru

Dynamometr nebo v krátkosti brzda, je zařízení pro měření síly, točivého momentu nebo výkonu spalovacího motoru. Výkon spalovacího motoru přímo neměříme na dynamometru, měříme veličiny točivý moment a otáčky, z nichž pak je výkon dopočítán podle známého vztahu:

$$P_e = M_k \cdot \omega = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M_k$$

Závislost výkonu a točivého momentu spalovacího motoru na otáčkách vyjadřuje vnější otáčková charakteristika (graf 1).



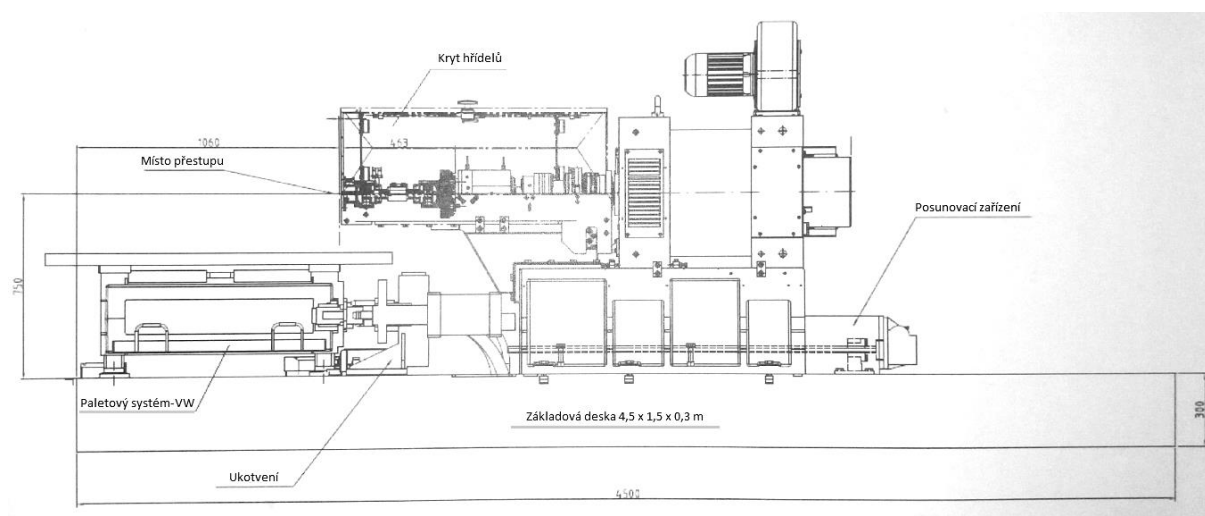
Graf 1: Vnější otáčková charakteristika pro 1,6 16V MPI

1.2. Motorový dynamometr

Motorovým dynamometrem měříme moment přímo na klikovém hřídeli motoru, když je spalovací motor vyjmut z vozidla. Tento způsob měření není ovlivněn ztrátami v převodovce, diferenciálu apod. V dnešní době existuje mnoho typů dynamometrů, ale každý má své výhody a nevýhody. Základním rozdělením v automobilové praxi jsou dynamometry pasivní (absorbční) a dynamometry aktivní (absorbční nebo hnací). Mezi pasivní dynamometry patří dynamometry s vířivými proudy nebo třeba hydraulické dynamometry. Zatímco mezi aktivní dynamometry patří např. synchronní dynamometry s permanentním magnetem nebo třeba AC dynamometry.

1.3. Stanoviště

Motorový dynamometr se ustavuje na základovou desku pomocí rámu a držáků. Základová deska se ustavuje vůči kobce motorového stanoviště do pevné nosné desky, u které se vyžaduje dostatečná tuhost. A aby se nepřenášely vibrace do budovy, tak se základová deska ukládá pomocí vzduchových pružin na pevnou desku. Vzduchové pružiny pak vyrovnávají polohu základové desky tak, aby byla neustále v horizontální poloze. Základová deska je vybavena T-drážkami, které umožňují posuv dynamometru a vlastního uchycení motoru. Uchycení testovaného motoru je řešeno v kapitole 2. Standartní uspořádání je pevná brzda – pevný motor. Tyto celky se spojují kardanovou hřídelí, která je zakrytována. Schéma celého provedení je znázorněno na obrázku 1.



Obrázek 1: Schématické zobrazení motorové brzdy spojené s paletovým systémem [1]

Stanoviště operátora (obrázek 2), se nachází za bezpečnostním oknem, kde jsou ovládací prvky a zobrazovací systémy. Nedílnou součástí zkušebny je i zásobník paliva, chladicí okruh kapalin, vzduchotechnika.

Měřicí stanoviště (obrázek 3) mimo jiné disponuje i analyzátory výfukových plynů, měřicí zařízení pro určení spotřeby paliva, různými snímači, převodníky a zesilovači.



Obrázek 2: Stanoviště operátora ve Škoda-Auto a.s. se nachází za bezpečnostním oknem [2]



Obrázek 3: Měřicí stanoviště s testovaným motorem ve Škoda-Auto a.s. [3]

2. UPEVNĚVÁNÍ MOTORU NA BRZDOVÉM STANOVIŠTI

Způsobů jak upevnit motor na brzdovém stanovišti existuje hned několik. Základním rozdělením je uchycení motoru pomocí vlastní konstrukce do základové desky nebo pomocí unifikované palety, která je připevněna k základové desce.

2.1. Uchycení motoru pomocí konstrukce

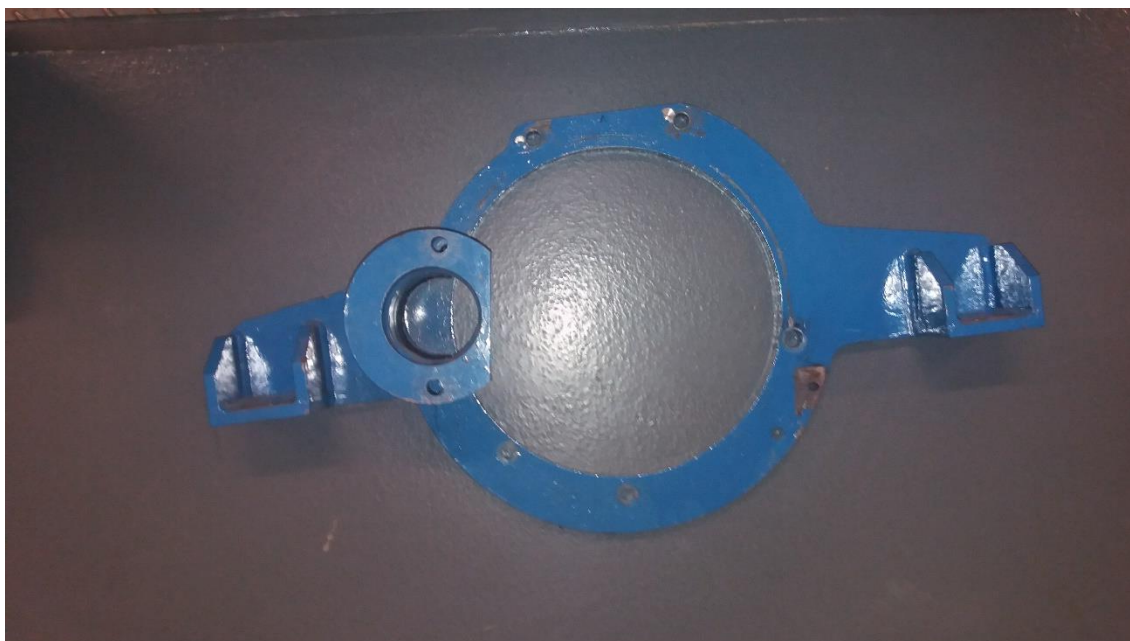
Tento typ uchycení motoru je používán v laboratoři pohonných jednotek ve výzkumném centru CxI v Liberci. Jeden z možných přístupů je využití podpěrné nohy (obrázek 4) a pevné desky (obrázek 5). Pevná deska (obrázek 6) je připevněna k motoru místo spojkové skříně a uloženy na válcových silentblocích, které sedí na nohách. Tento druh silentbloků se používal ve vozidlech Škoda 120. Nohy jsou k základové desce připevněny pomocí T-drážek. Noha podpírající motor přes silentblok je připevněna stejným způsobem do základové desky. Silentblok na straně řemenového pohonu vedlejších agregátů je dodáván s motorem ze sériového vozu. Nevýhodou tohoto řešení je příprava motoru na brzdovém stanovišti a zdržování dalšího testování.



Obrázek 4: Podpěrná noha



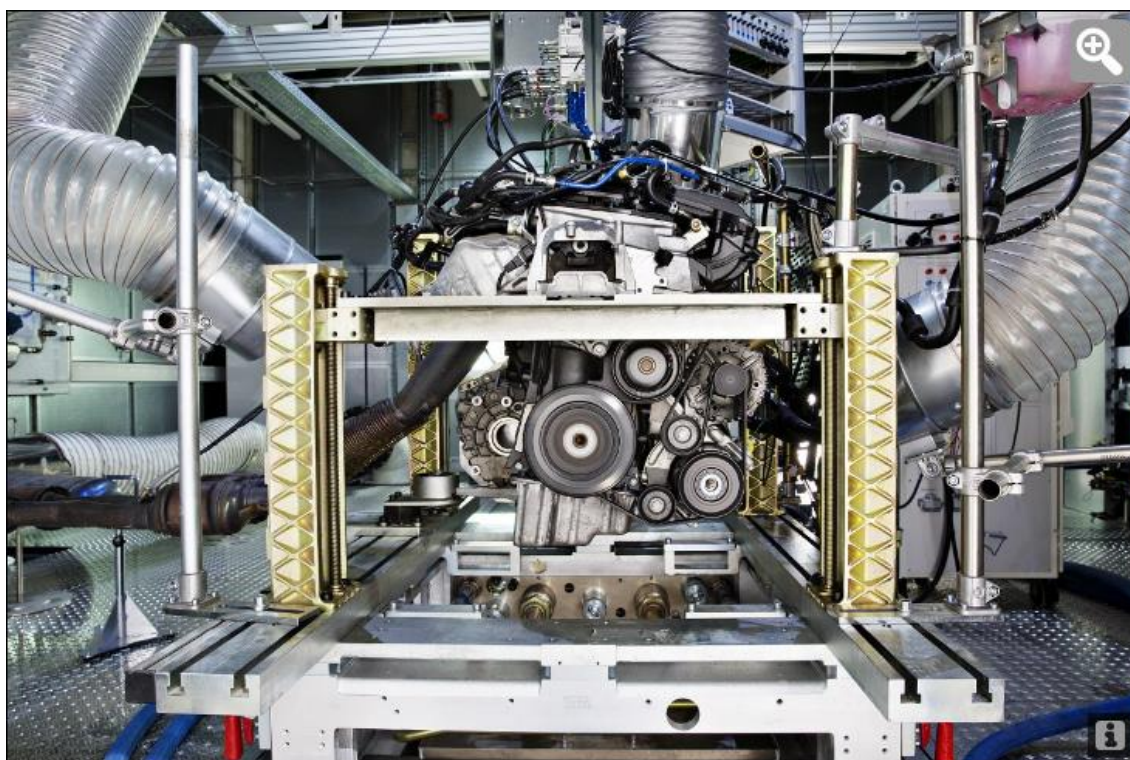
Obrázek 5: Pevná deska



Obrázek 6: Pevná deska pro uchycení motoru na straně spojkové skříně

2.2. Uchycení motoru pomocí palety

Tento systém uchycení motoru je výhodnější pro zkušebny, které jsou vytiženější. Výhodou je právě příprava motoru na dílně paletizace. Jakmile se motor doměří, může se ustavit další v poměrně krátkém časovém intervalu. Tento způsob uchycení motoru je používán firmou Škoda Auto a.s. (obrázek 7).



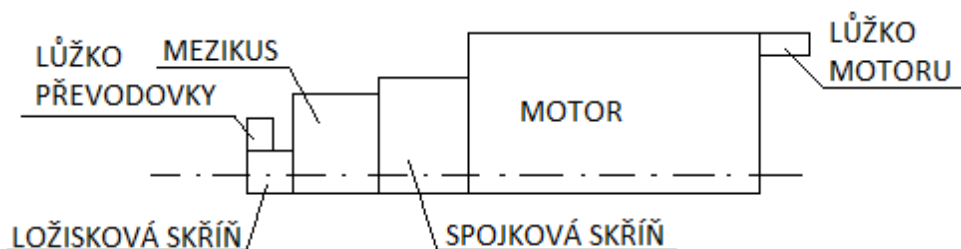
Obrázek 7: Motor uchycen v paletovém systému VW [4]

2.2.1. Motorová lůžka

Na obrázku 7 je paleta, která je stejná v celém koncernu. Motor je uchycen stejně jako ve vozidle, tzn. dvě vozová lůžka a jedna momentová vzpěra. První lůžko (motorové lůžko) se nachází na straně řemenic, připevněné k příčníku. Příčník je polohovatelný pomocí závitových tyčí v nohou. Nohy jsou dostupné v několika velikostech a jsou připevněny pomocí šroubů k paletě. Druhé lůžko (lůžko převodovky) je na straně setrvačniku uloženo stejným způsobem na paletě. Lůžko je připevněno na skříni ložiskové patrony. Momentová vzpěra je připevněna k paletě pomocí posuvné desky, kterou lze vymezit délku ramena. Osa klikové hřídele je totožná s osou hřídele dynamometru. Mírné odklony vyrovnává kardanový hřídel.

2.2.2. Zástavba motoru na paletě

K motoru je oproti zástavbě v Liberci připevněna ještě spojková skříň. Výhodou použití spojky je snadná ovladatelnost a rychlost odpojení od agregátu. Na jednoduchém schématu je znázorněna sestava, která je umístěna v paletovém systému a připravena k měření (obrázek 8).



Obrázek 8: Schématické znázornění zástavby motoru v paletovém systému

Na spojkovou skříň se montuje mezikus, kterým prochází hřídel. Tento hřídel tvarově odpovídá hřídeli v převodovce, který zapadá do spojkové lamely. Mezikus je tedy něco jako obal převodovky, kterým prochází hřídel bez žádných převodů. Jedná se pouze o průchozí hřídel. Na spojkové skříni je namontována sériová momentová vzpěra.

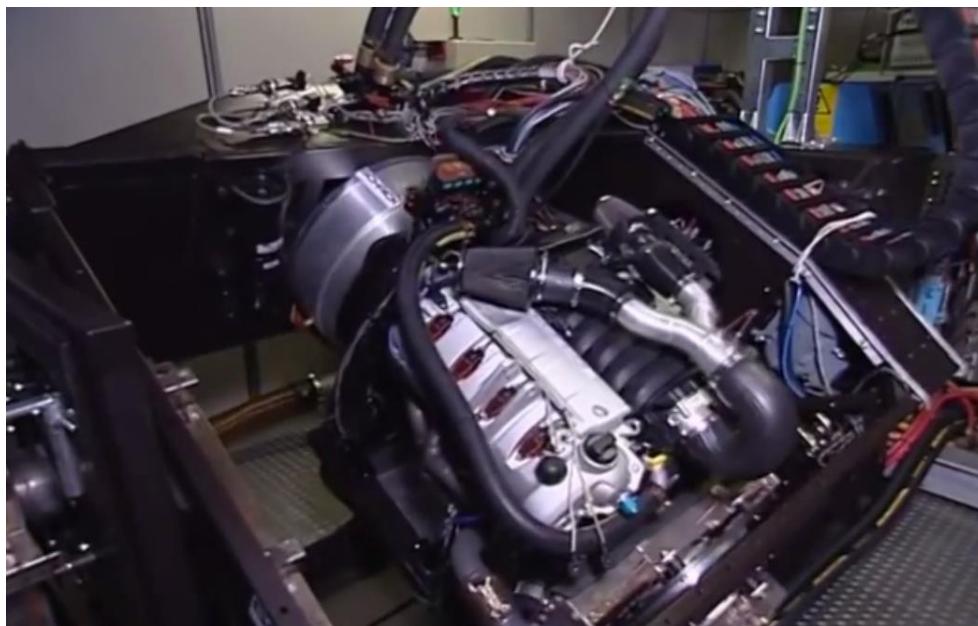
K mezikusu se dále připevní ložisková skříň obsahující ložiska. Výstupem z ložiskové skříně je hřídel, který se spojuje s hřídelem převodovky. Toto spojení je realizováno pomocí Hirthova ozubení. Vstupní částí je příruba, na kterou se připojuje kardanův hřídel.

Na tuto ložiskovou skříň se montuje lůžko převodovky. Toto uložení odpovídá svým sklonem zástavbě ve vozidle.

3. SIMULACE VNĚJŠÍHO POLE ZRYCHLENÍ PŮSOBÍCÍHO NA MOTOR V LIBOVOLNÉM SMĚRU

Stávající uspořádání jak v Liberci, tak v Mladé Boleslavi, neumožňuje dostatečně nasimulovat jízdní stav vozidla. Prakticky se jedná o stání vozidla, plynulou jízdu bez zrychlování, jízdu po rovině v přímém směru.

Pro určité účely měření, musíme nasimulovat některé další parametry. Tématem diplomové práce je naklápění o $\pm 45^\circ$ okolo klikového hřídele od základní osy naklopení motoru. Jedná se tedy o simulaci jízdy do/z kopce, zrychlování, zpomalování, neumožňuje však simulaci průjezdem zatáčkou. Jedná se o statické případy, změna parametrů není častá. Toto bychom si nemohli dovolit u závodních motorů s rychlými změnami zrychlení ve všech směrech. To by vyžadovalo využití dynamického zkušebního stavu (obrázek 9), vlastněné firmou AVL Schrick a Porsche. Bylo by umožněno simulaci dynamického chování hladiny oleje.



Obrázek 9: AVL Schrick dynamické zkušební zařízení [5]

Toto zařízení umožňuje naklápění motoru kolem jeho podélné a příčné osy. Rychlost naklápění dosahuje až $180^\circ/\text{s}$ v rozsahu $\pm 70^\circ$. Lze měřit např. provzdušnění oleje.

3.1. Akcelpace / Decelerace

Akcelpace závisí na schopnosti motoru zrychlovat. U běžných aut se dosahuje zrychlení z 0 na 100 km/h za 10 sekund. U těch výkonnějších to může být i 7 sekund. Závodní auta jako Bugatti Veyron se dostanou za 2,5 sekundy.

$$a_z = \frac{v}{t}$$

Tedy po přepočtu na zrychlení dostaneme hodnoty pro běžné automobily $2,77 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, pro výkonnější automobily $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ a pro závodní, tedy např. Bugatti Veyron $11,11 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Tyto výsledky jsou znehodnocené řazením a zařazeným rychlostním stupněm. Při zařazeném 1. převodovém stupni, který má největší tažnou sílu, dochází k největšímu zrychlení. Zde už dochází k meznímu kontaktu s vozovkou.

Opakem akcelpace je decelerace. Decelerace, tedy zpomalení, je závislá na součiniteli adheze tak, jako je závislá akcelpace. Přílnavost pneumatiky je nejvyšší na suché silnici. U brždění je největší adheze při nízkých rychlostech.

Byl proveden experiment s pneumatikami Continental 185/65 R15, tedy rozměr běžně používaný na osobních automobilech. Brždění bylo provedeno z 80 km/h, 60km/h, 40 km/h na 0 km/h. U brždění z 80 km/h bylo zpomalení $8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, z 60 km/h $9,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ a z 40 km/h $11 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

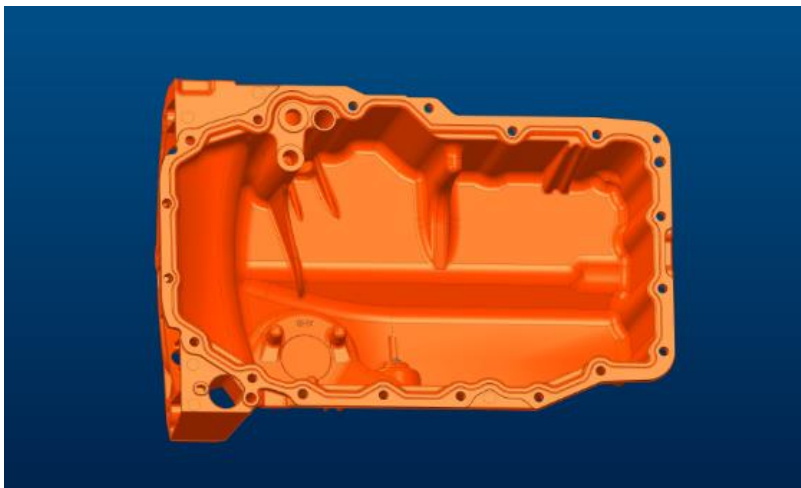
Schopnost účinného brždění nebo zrychlení je ovlivněna součinitelem adheze a tvarem pneumatik. Maximální akcelpace nebo decelerace závisí na schopnosti pneumatiky přenášet třecí sílu mezi kolem a vozovkou.

Mezi zrychlení a zpomalení patří také náraz vozidla, což je extrém, který nepatří mezi jízdní stavy vozidla.

Z uvedených hodnot můžeme brát jako věrohodný brzdňý účinek, který je maximem přenosu třecí síly. Pohybujeme se na mezi adheze. Pneumatiky tedy můžou přenášet zrychlení $11 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

$$\tan \alpha_o = \frac{a}{g}$$

Výslednice po dosazení hodnot zrychlení v horizontálním směru $11 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ a gravitačního zrychlení $9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ ve vertikálním směru je pod úhlem 48° . Tato výslednice je kolmá k hladině oleje.



Obrázek 10: Model olejové vany data v PTC Creo parametric

Pro zjednodušený výpočet vnitřního objemu byly použity hlavní rozměry olejové vany. Ze znalosti míry naplnění olejem, 3,2 litru bylo dopočítáno, že ustálená hladina se pohybuje uprostřed výšky olejové vany. Výška olejové vany je 100 mm a při naplnění na maximální měрку je hladina v 50 mm. Při naklopení o 48° se tedy olej dostane mírně k bloku motoru.

Zde je také vidět, že náklon o $\pm 45^\circ$ jaké je zadání diplomové práce, tak odpovídá účelu.

3.2. Změna směru - zatáčení

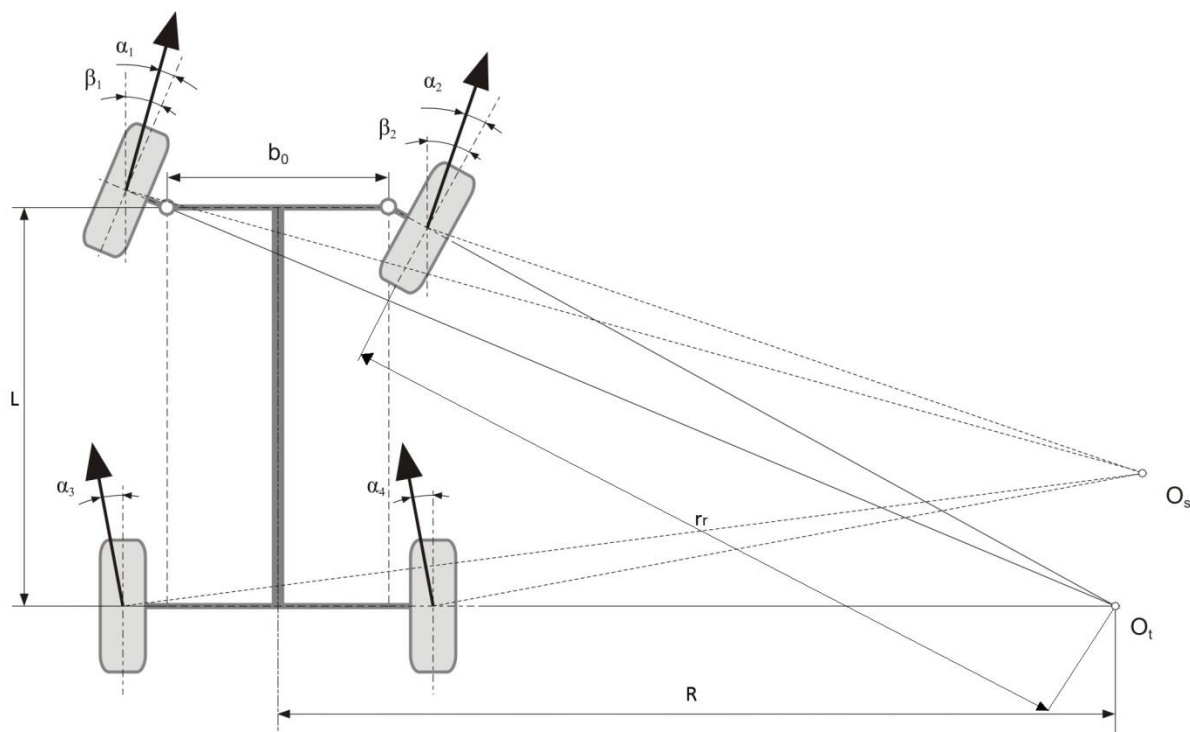
Při zatáčení se změní geometrie a dochází na předních kolech k jinému rozložení úhlové rychlosti a jiné výšce hladiny v každém bodě. Tím dochází k prohnutí hladiny. Pro tuto kapitolu jsem si vybral osobní automobil pro experimentální účely Opel Corsa D r.v. 2011.

3.2.1. Ackermannova podmínka

Při jízdě zatáčkou je pravé a levé kolo natočeno v trochu jiném úhlu. To je způsobeno geometrií řídicího mechanismu, která musí splňovat tzv. Ackermanovu podmínku. Splnění této podmínky je základním předpokladem správného odvalování řízených kol.

Mechanismus řízení, který ovládá řízená kola, musí splňovat určité geometrické podmínky. Vnější a vnitřní kola opisují při jízdě zatáčkou kružnice s jinými poloměry, aby se kola při jízdě pouze odvalovala a nevznikalo nežádoucí smýkání po vozovce, musí podvozek splňovat tzv. Ackermanovu podmínku.

Nejdříve uvažujme ideální případ, kdy jsou kola bočně nepoddajná. Ackermannova podmínka řízení říká, že střed otáčení musí ležet na prodloužené ose zadní nápravy. Pro splnění této teoretické podmínky se používá tzv. lichoběžník řízení, tzn. řídicí páky spolu se spojovací tyčí mají tvar lichoběžníku. [6]

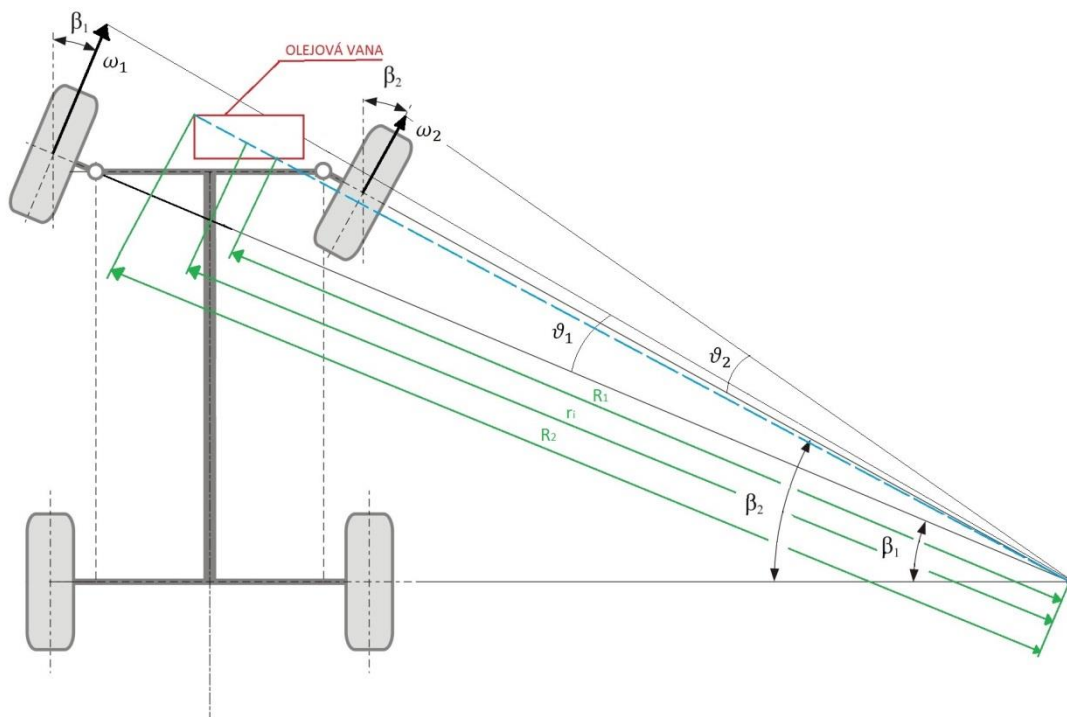


Obrázek 11: Ackermannova podmínka vs. skutečnost [6]

Ve skutečnosti při zatáčení vznikají na všech kolech směrové úchyly, vyvolané především vlivem odstředivé síly a poddajností pneumatik. Směrové úchyly vyjádřené úhlem α_i posouvají skutečný

střed otáčení mimo teoretický střed otáčení. Ackermannova geometrie řízení tedy platí jen pro malé rychlosti a ideálně tuhá kola. Geometrie řízení s vlivem směrových úchylek je zobrazena na obrázku 11. [6]

3.2.2. Rozložení úhlové rychlosti na přední nápravě



Obrázek 12: Rozložení úhlové rychlosti na přední nápravě a integrační meze na olejové vaně

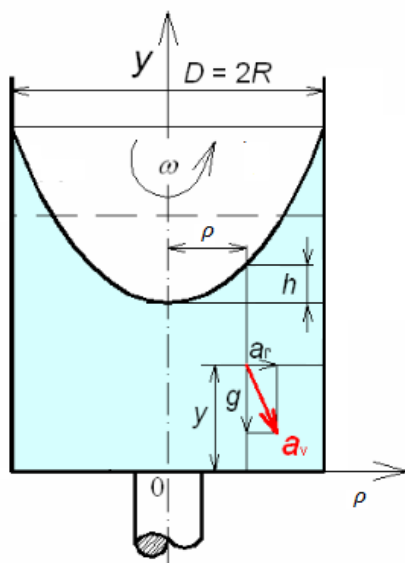
Na obrázku 12 je znázorněna úhlová rychlost na vnitřním kole - ω_1 a úhlová rychlost na vnějším kole - ω_2 . Vnitřní kolo opisuje menší poloměr zatačení než vnější a proto musí být i jiná úhlová rychlost. Je zřejmé, že větší poloměr zatačení má i větší úhlovou rychlost.

$$\omega = \frac{v}{r_r}$$

Největší úhlová rychlost je při kolmém zatočení vůči vozidlu. Pro co nejpresnější výsledky jsem zvolil experimentální metodu pro vozidlo viz začátek kapitoly. Ze znalosti míry rozvoru a rozchodu vozidla při maximálním úhlu natočení byl zjištěn experimentálně poloměr otáčení. Byla také zjištěna maximální úhlová rychlost při maximálním natočení v mezích stability.

3.2.3. Výpočet prohnutí hladiny

Výpočet vychází z otáčivého pohybu nádoby s kapalinou kolem svislé osy (obrázek 13). V poloze o poloměru 0 se kapalina nachází ve středu otáčení vozidla. S narůstajícím poloměrem se přibližujeme k vozidlu. Předmětem výpočtu je zjištění pozice hladiny. To zjistíme z rovnice hladinových ploch.



Obrázek 13: Otáčivý pohyb nádoby s kapalinou kolem svislé osy [7]

$$a_r \cdot dr + a_y dy = 0$$

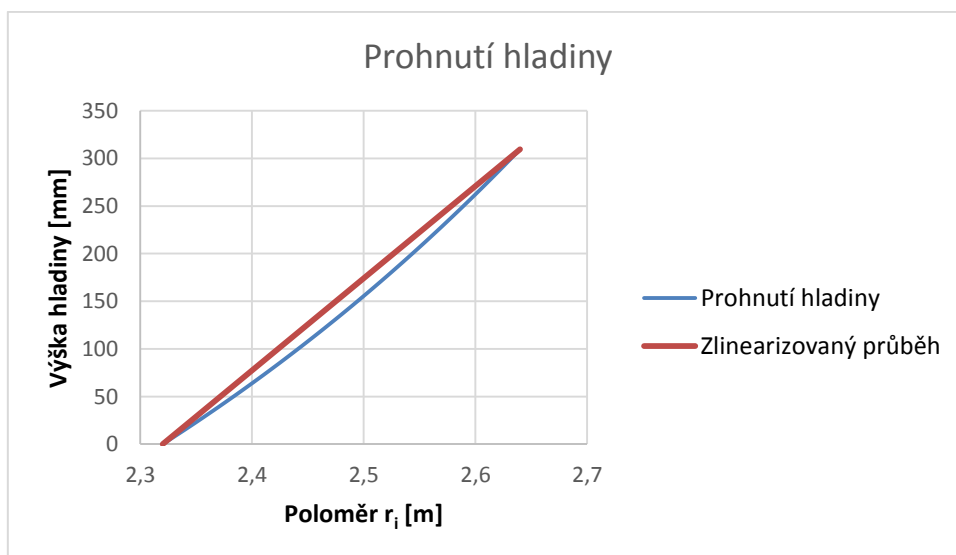
$$a_r = \rho \cdot \omega^2, a_y = -g$$

$$\rho \cdot \omega^2 d\rho - g dy = 0$$

První integrál integrujeme od R_1 , což je vzdálenost obecně na obrázku 10, od kraje olejové vany po obecné r . Druhý integrál integrujeme od výšky hladiny na poloměru R_1 po obecnou výšku h .

$$\omega^2 \cdot \int_{R_1}^{r_i} \rho \cdot d\rho - g \cdot \int_0^h dy = 0$$

$$\omega^2 \cdot \left(\frac{r_i^2}{2} - \frac{R_1^2}{2} \right) = g \cdot h$$



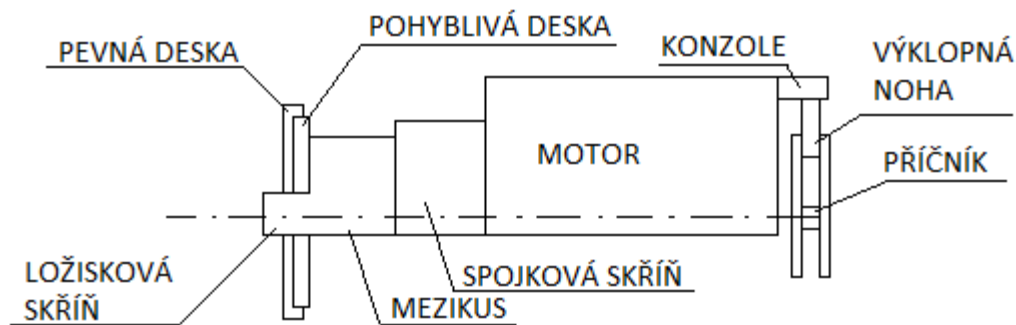
Graf 2: Prohnutí hladiny při maximálním naklopení

Rozdíl v průhybu kapaliny oproti zlinearizovanému stavu je minimální – lze tedy zanedbat pro možnou aplikaci příčného naklápění motoru.

4. KONSTRUKČNÍ NÁVRH MECHANICKÉHO UPEVNĚNÍ

Konstrukční částí diplomové práce je navrhnout naklápění motoru o $\pm 45^\circ$ kolem osy klikového hřídele od základní polohy umístění ve vozidle. Konstrukční návrh je pro čtyřválcový benzinový motor 1,6 MPi 16V 81kW. Je použita jeho spojková skříň, táhlo spojky a startér ze sériového vozu.

Schéma návrhu je na obrázku 14:



Obrázek 14: Schématické uspořádání sestavy na paletě

Naklápěcí zařízení je realizováno pomocí kruhových desek a výkyvné nohy. Motor a spojka je původní. Upraven byl mezikus, tak aby vhodně seděl na upevňovacích otvorech spojkové skříň. Mezikus je upraven tak, aby bylo možné použití spojkového ovládání a startéru. Mezikus slučuje původní mezikus a ložiskovou skříň, která je nyní válcového tvaru a dává předpoklad pro použití rotačních součástí.

K mezikusu se přišroubuje kruhová deska napevno k motoru se zapuštěnými hlavami. Na tuto desku se přiloží pevná deska, která je v standardní poloze uchycena k silentblokům. Tato deska umožňuje natáčení desek vůči sobě a tedy i naklápění motoru. Motor je naklopen ve standardní poloze základního uložení v motorovém prostoru o 12° dozadu (směrem na výfukový trakt). Tato deska je na dvou místech připevněna k stavitelným nohám palety.

Na motoru je konzole, která je navržena tak, aby odolala momentovému zatížení. Konzole je připevněna k motoru na místech původního držáku. Konzole je podepřena výkyvnou nohou, která odpovídá natočení na kruhových deskách. Tato naklápěcí noha má střed otáčení v úrovni osy klikového hřídele. Noha je pomocí čepu uložena v příčniku. Příčník je uložen na dvou místech k stavitelným nohám.

4.1. Výpočet sil působících na motor

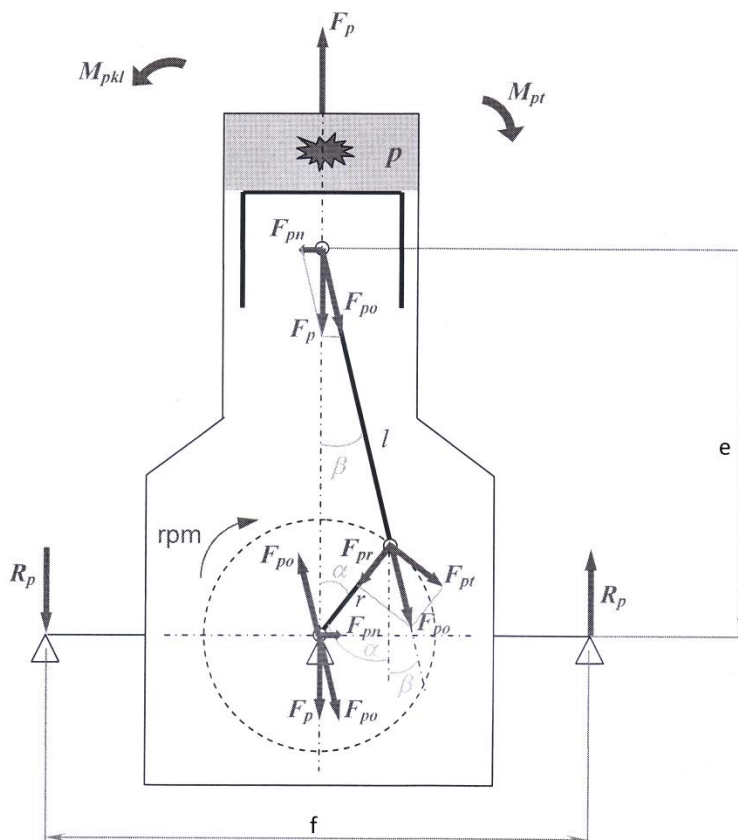
Na motor působí točivý moment, tíhová síla působící v těžišti a vlivem nevyváženosti čtyřválcového motoru i setrvačné síly druhého řádu od posuvných hmot.

4.1.1. Výpočet momentu

Točivý moment je počítán ve čtyřech otáčkových režimech (1250, 3500, 6000 a 6400 ot/min) z důvodu zjištění největšího zatížení v uložení motoru. Pro další výpočet možného namáhání je uvažován nejhorší přístup – nulový moment setrvačnosti tělesa motoru. V dalších výpočtech je použita hodnota maximálního točivého momentu, který může motor vygenerovat. Pro náznak je vždy uveden nejhorší případ.

Vstupní hodnotou jsou naměřené tlaky ve válci motoru ve 4 otáčkových režimech při plném zatížení. Nutno podotknout, že tento výpočet poskytuje informaci o průběhu indikovaného momentu, tedy momentu bez uvažování tření v motoru. Výpočet okamžitého tření v motoru je celkem komplikovaný a vzhledem k účelu výpočtu ho lze zanedbat. Z hlediska namáhání uložení motoru je výhodné počítat s vyššími hodnotami, než dává motor. Lze tedy považovat vyšší hodnoty zatížení jako bezpečnostní parametr.

Jako první je ukázán výpočet primárních sil podle obrázku 15:



Obrázek 15: Rozklad primárních sil působících od tlaku plynu ve válci

$$F_p = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$F_{po} = \frac{F_p}{\cos \beta}$$

$$F_{pn} = F_p \cdot \tan \beta$$

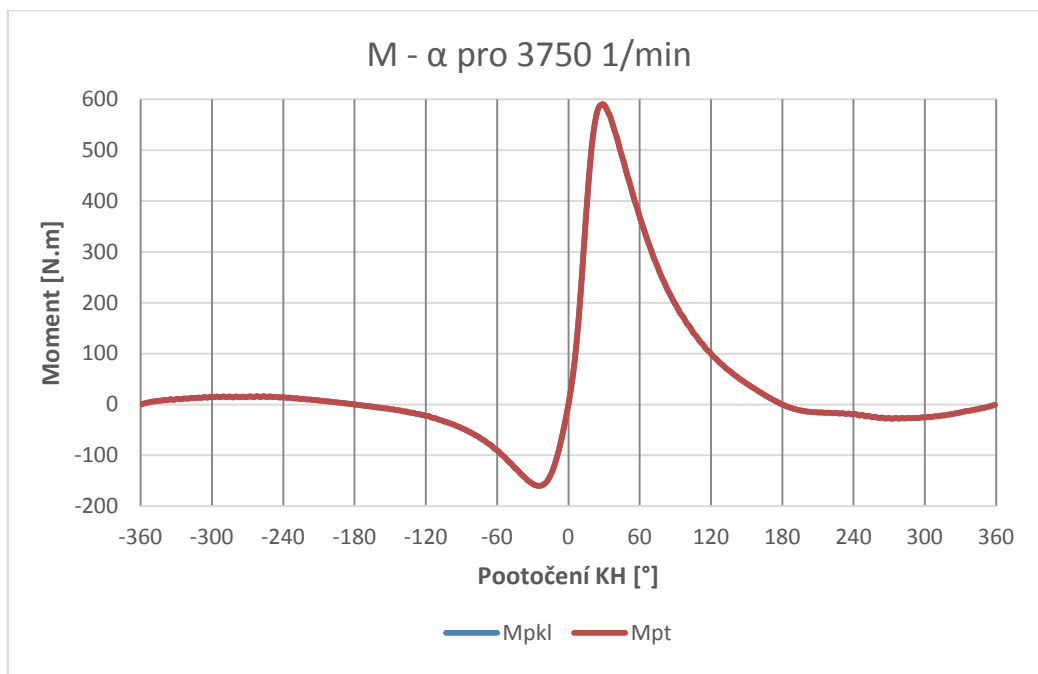
$$F_{pt} = F_{po} \cdot \sin(\alpha + \beta) = \frac{F_p}{\cos \beta} \cdot \sin(\alpha + \beta)$$

$$M_{pt} = F_{pt} \cdot r$$

$$M_{pkl} = F_{pn} \cdot e = M_{pt}$$

$$\lambda = \frac{r}{l}$$

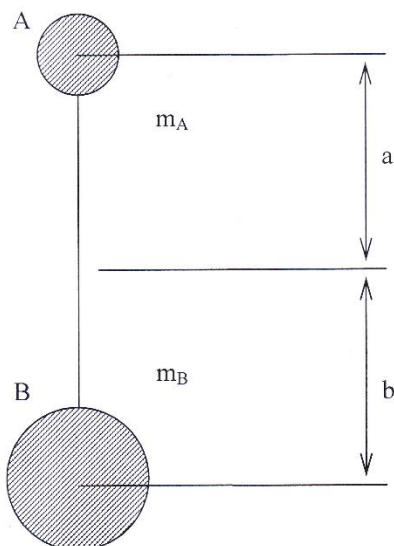
$$\beta = \sin^{-1}[\lambda \cdot \sin \alpha]$$



Graf 3: Závislost točivého momentu od primárních sil na pootočení klikového hřídele

Z vypočtených hodnot vychází, že největší točivý moment od tlaků plynů ve válci je při 3750 1/min s hodnotou 590 N.m (graf 2).

Pro výpočet setrvačných sil je nutná znalost hmotnostního rozložení na ojnici (obrázek 16). Hmotnost posuvných sil je složena z hmotnosti pístu, pístních kroužků, pístního čepu a z poměrné části hmoty ojnice. Hmotnost rotačních sil je složena ze zbývajících hmoty ojnice a nevyvážené hmoty KH. Setrvačné síly od rotačních sil jsou pro konkrétní motor dokonale vyváženy.



Obrázek 16: Hmotnostní rozložení na ojnici

Z úplného modelu ojnice ve 3D CAD systému je zjištěno pomocí MASS MEASUREMENT těžiště ojnice. Dopočítáme tedy hodnoty a,b. Další zajímavý parametr je deviační moment ojnice, který kýváním ovlivňuje výsledný tvar točivého momentu.

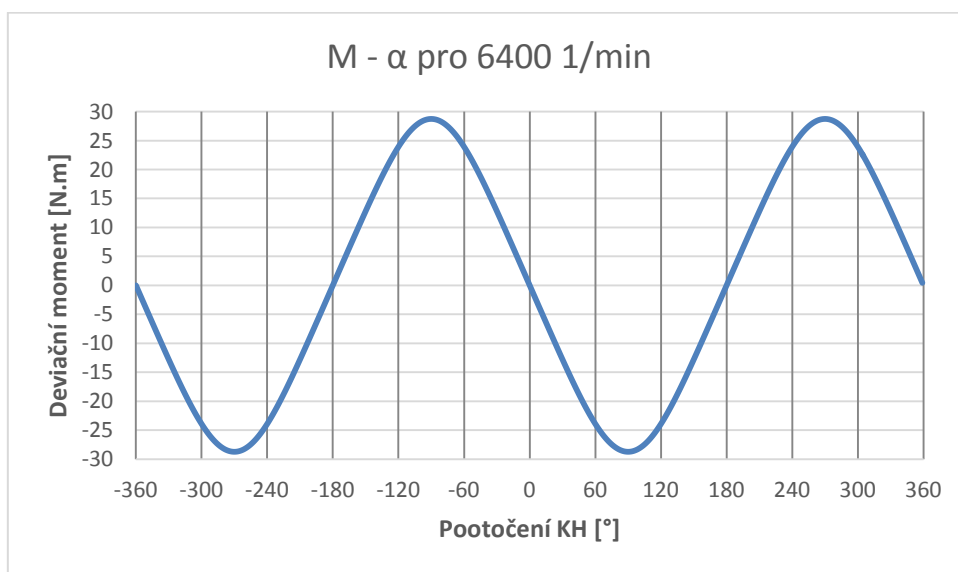
$$m_A = \frac{b}{l} \cdot m_0$$

$$m_B = \frac{a}{l} \cdot m_0$$

$$\Delta J_0 = m_0 \cdot (a \cdot b - i_0^2)$$

$$\varepsilon_0 = -\frac{\lambda \cdot \omega^2 \cdot (1 - \lambda^2) \cdot \sin \alpha}{\sqrt{(1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha)^3}}$$

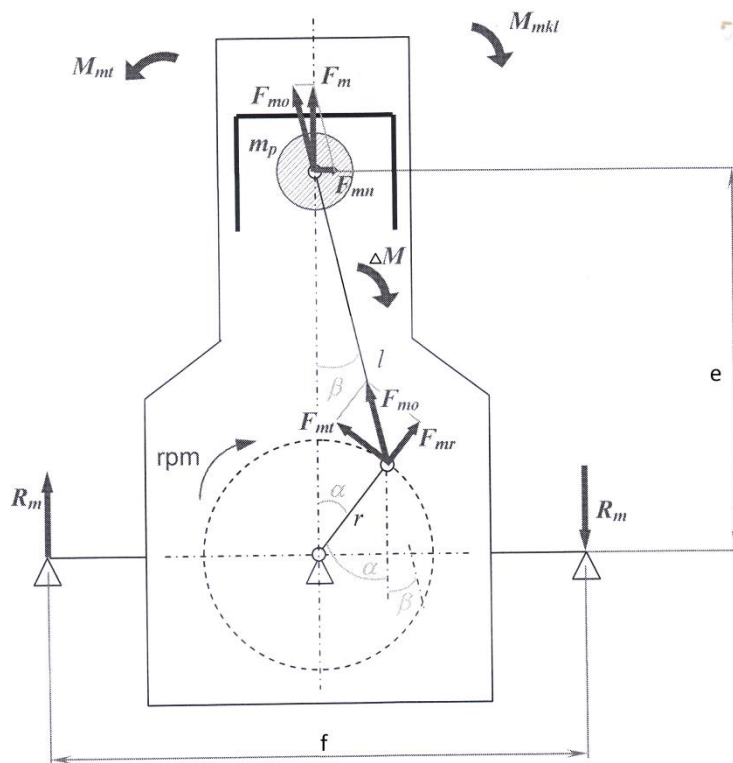
$$\Delta M = \Delta J_0 \cdot \varepsilon_0$$



Graf 4: Závislost deviačního momentu na pootočení klikového hřídele

Maximální deviační moment (graf 3) ojnice je v maximálních otáčkách, tedy při 6400 1/min s hodnotou 28,7 N.m.

Nyní je možno spočítat setrvačné síly od posuvných hmot (obrázek 17).



Obrázek 17: Setrvačné síly od posuvných hmot

$$\ddot{x}_p = a_p = r \cdot \omega^2 \cdot [\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha]$$

$$F_m = m_p \cdot a_p$$

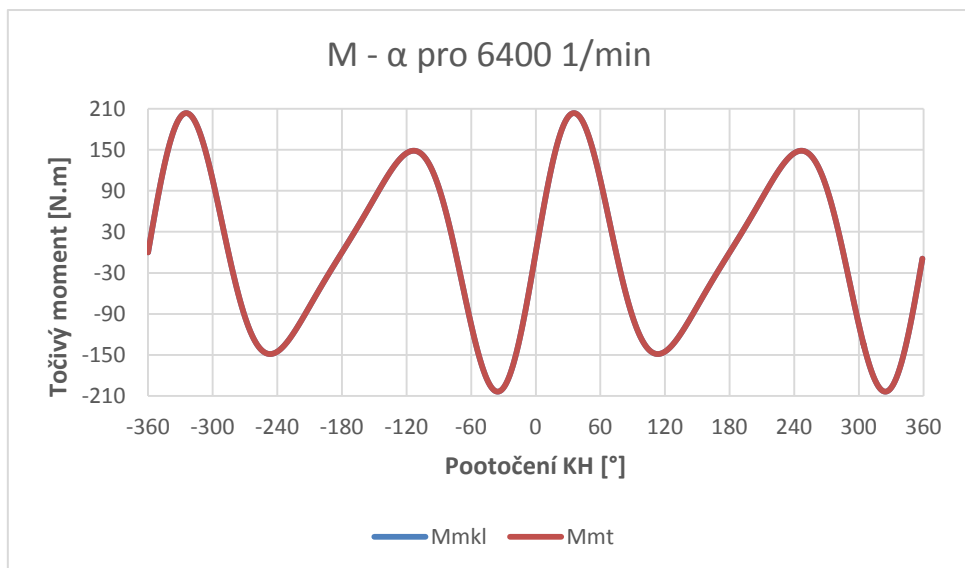
$$F_{mo} = \frac{F_m}{\cos \beta}$$

$$F_{mt} = F_{mo} \cdot \sin(\alpha + \beta)$$

$$F_{mn} = F_m \cdot \tan \beta$$

$$M_{mt} = F_{mt} \cdot r$$

$$M_{mkl} = F_{mn} \cdot e = M_{mt}$$



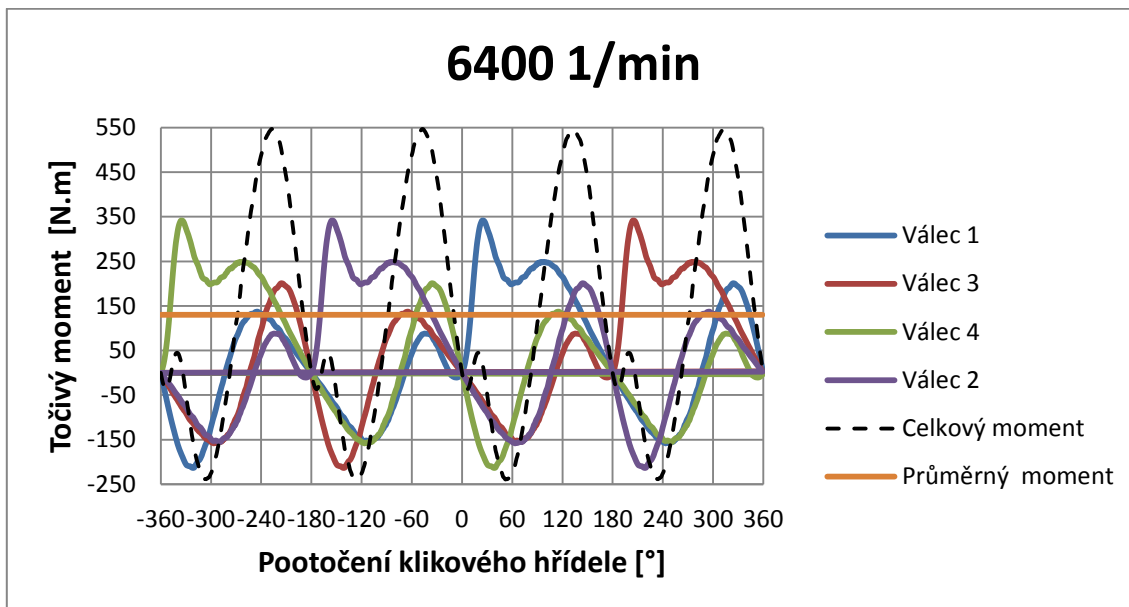
Graf 5: Závislost točivého momentu od setrvačných sil posuvných hmot na pootočení klikového hřídele
Ze všech otáčkových režimů vychází nejhůře režim při 6400 1/min s hodnotou 210 N.m (graf 4).
Na závěr se superponují všechny vlivy do výsledného točivého momentu, působící od čtyř válců:

$$F = -\frac{\Delta M}{L}$$

$$F_x = F \cdot \cos \beta$$

$$F_y = F \cdot \sin \beta$$

$$M_k = \left[(F_p - F_m - F_y) \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \right] \cdot r - F_x \cdot e$$



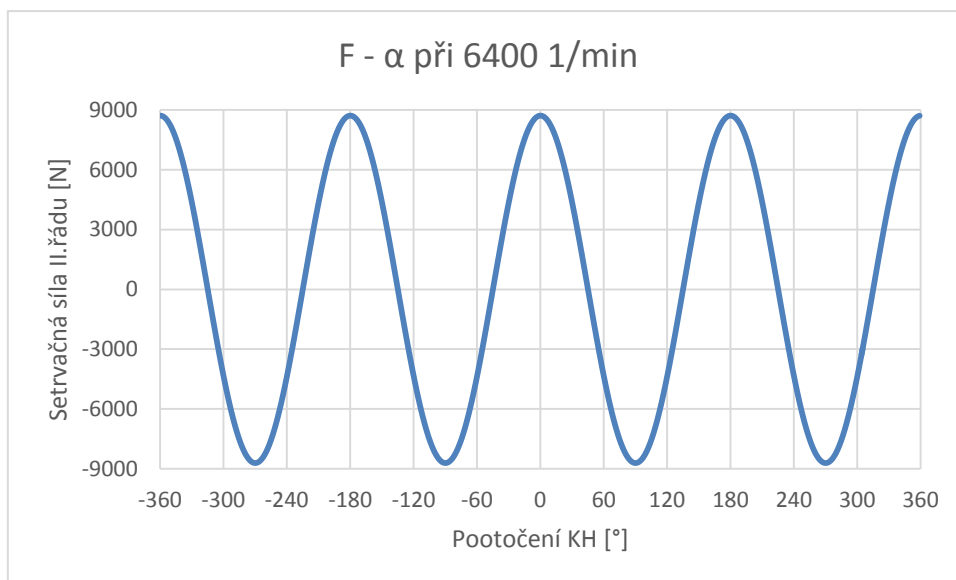
Graf 6: Závislost točivého momentu na pootočení klikového hřídele

Po sečtení všech příspěvků ve 4 otáčkových režimech vychází jako nejhorší režim při 6400 1/min s 550 N.m (graf 5).

4.1.2. Výpočet sil druhého řádu působících na píst

$$F_{mII} = \lambda \cdot m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha$$

Tato síla může působit pod různým úhlem daného natočení. Jsou zde spočítány 3 polohy – základní 12° dozadu, krajní 57° dozadu a krajní 33° dopředu.



Graf 7: Závislost setrvačné síly od posuvných hmot na pootočení klikového hřídele

Lze očekávat, že při nejvyšších otáčkách bude setrvačná síla od posuvných hmot maximální. Toto se výpočty potvrdilo. Největší síla působí při 6400 1/min s hodnotou 9000 N (graf 6). Působíště této celkové síly od motoru je mezi druhým a třetím válcem.

4.1.3. Výpočet tíhové síly

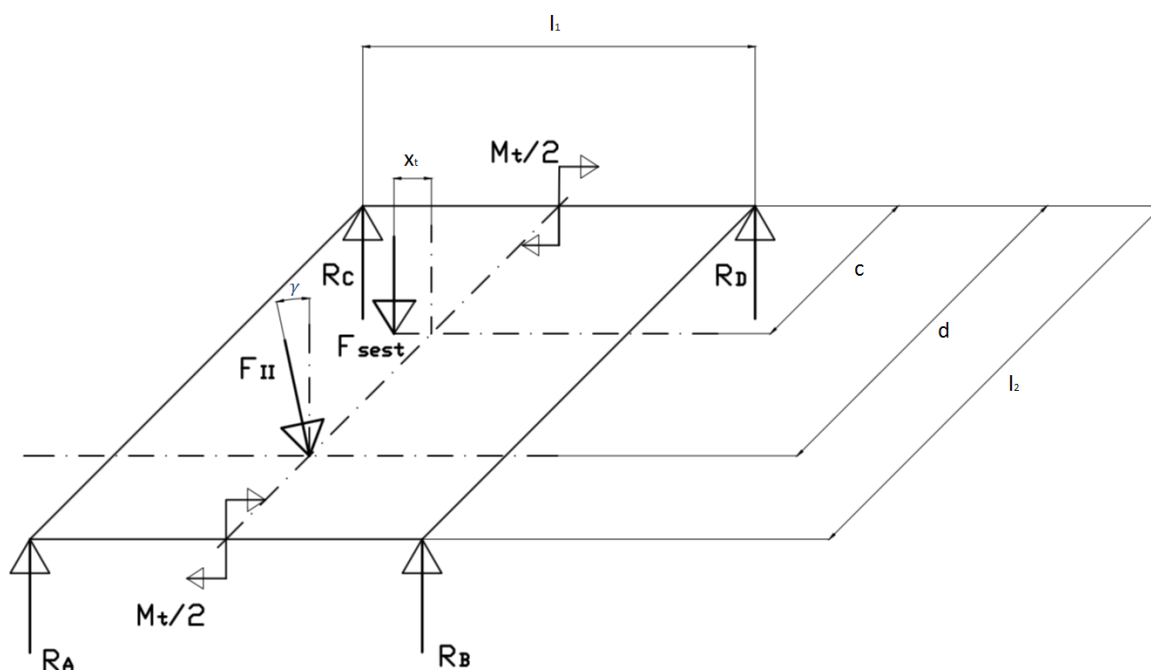
Tento výpočet byl z uvedených budících sil nejjednodušší, protože tíhová síla je v čase konstantní. Její velikost se mění pouze s posouvajícím se těžištěm sestavy při naklopení motoru. Nemění se zde síla, ale poloha. Zadáním měrné hmotnosti jednotlivých dílů do CAD systému, je vypočítána hmotnost a následně i poloha těžiště sestavy.

$$F_{sest} = m_{sest} \cdot g$$

Tíhová síla sestavy je tedy 3512 N.

4.2. Návrh silentbloků

Motor je uložen na 4 silentblocích (obrázek 18) s ohledem na působení budících sil. Točivý moment zůstává stejný, při jakémkoliv naklopení motoru. Jiné je to ovšem u sil setrvačných druhého řádu. Ty mají působiště mezi 2 a 3 válcem umístěné od kruhových desek v místě d. Jsou závislé na naklopení, a proto jsou počítány s různými otáčkovými režimy v základní poloze 12° dozadu (směrem k reakcím R_a , R_c) naklopené, v maximálním naklopeném stavu o 57° dozadu a v druhém okrajovém stavu o 33° dopředu. Tento úhel je označen γ . Působiště tíhové síly se také mění podle polohy naklopení motoru, tíhová síla samotná však ne. Tíhová síla přitěžuje/odlehčuje silentblok podle naklopení motoru. Tíhová síla je zakótována od klikové hřídele k tíhové síle kótou x_t v naklopeném stavu 12° a od kruhových desek k těžišti sestavy kótou c. Šířka a délka mezi silentbloky je pak okótována kótami l_1 a l_2 .



Obrázek 18: Schématické znázornění působících budících sil a reakcí v naklopeném stavu 12° dozadu

4.2.1. Výpočet reakcí

Jelikož je sestava uložena na 4 silentblocích je soustava 1x staticky neurčitá. Výpočet je proveden pro každou budící sílu zvlášť a nakonec se reakce superponují. Je rozdělena levá a pravá strana z hlediska zjednodušení výpočtu. Výsledky vycházejí v každém bodě záchytu reakce. První výpočet reakcí je proveden od setrvačných sil druhého řádu od posuvných hmot. U této síly vzniká svislá složka i vodorovná. Vodorovná složka působí v místě záchytu svislé reakce ve vodorovném směru.

$$R_a + R_c = R_l$$

$$R_b + R_d = R_p$$

$$F_{IIy} = F_{mII} \cdot \cos \gamma$$

$$F_{IIx} = F_{mII} \cdot \sin \gamma$$

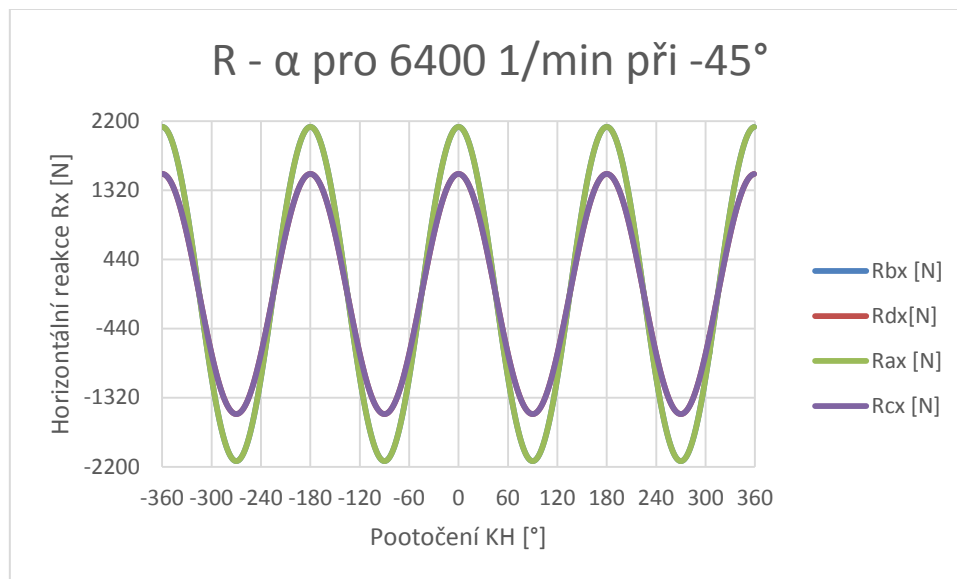
$$R_p = \frac{F_{Ily}}{2}$$

$$R_l = F_{Ily} - R_p$$

$$R_x = -\frac{F_{Ilx}}{2}$$

$$R_{x1} = R_x \cdot \frac{d}{l_2}$$

$$R_{x2} = R_x - R_{x1}$$



Graf 8: Závislost horizontální síly na pootočení klikového hřídele

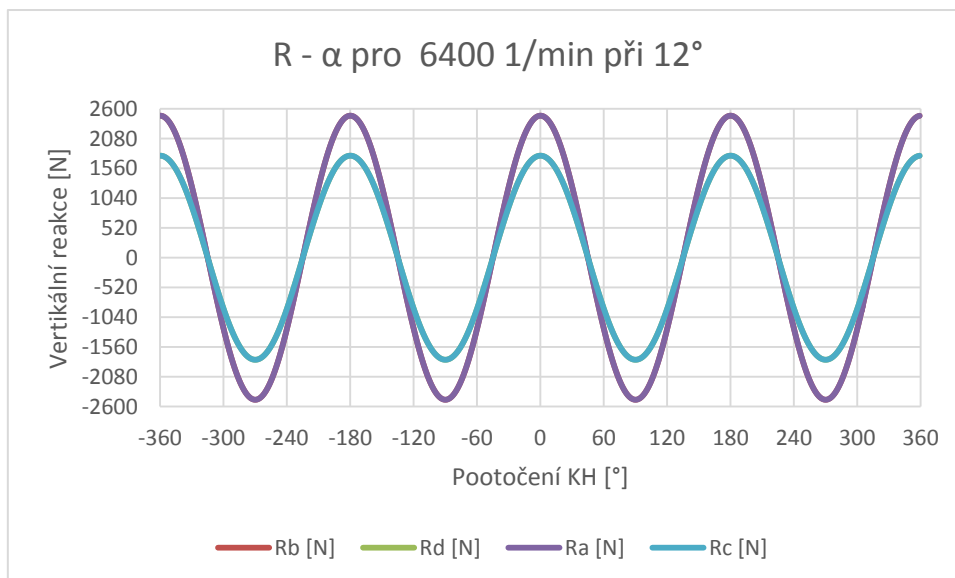
Největší namáhání od setrvačných sil druhého řádu silentbloku v horizontálním směru je při naklopení o 45° dozadu při 6400 1/min a má hodnotu 2126 N na jeden silentblok (graf 7).

$$R_b = R_p \cdot \frac{d}{l_2}$$

$$R_d = R_p - R_b$$

$$R_a = R_l \cdot \frac{d}{l_2}$$

$$R_c = R_l - R_a$$



Graf 9: Závislost vertikální síly od setrvačných sil na pootočení klikového hřídele

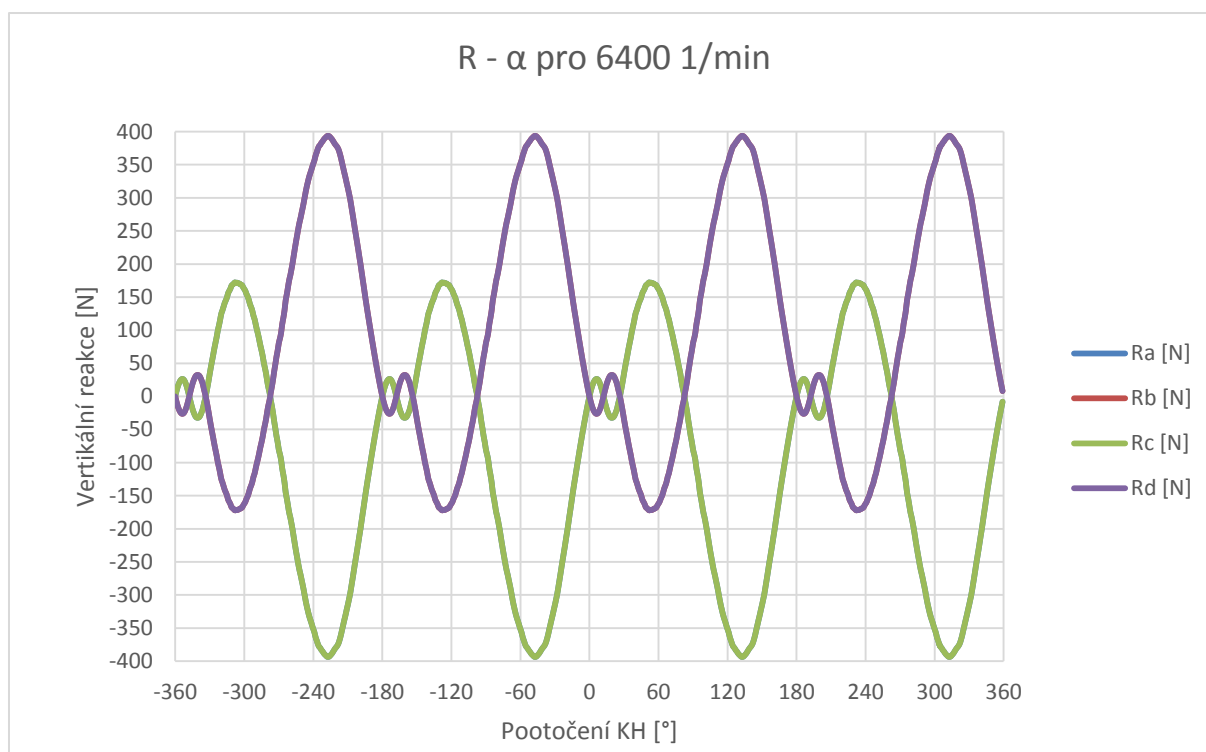
Největší namáhání od setrvačných sil druhého řádu silentbloku ve vertikálním směru je při naklopení o 12° při 6400 1/min dozadu a má hodnotu 2480 N na jeden silentblok (graf 8).

Tíhová síla v závislosti na poloze je superponována k celkové reakci, největší vliv je při naklopení 45° dozadu.

$$R_l = \frac{F_{sest} \cdot \left(\frac{l_1}{2} \pm x_t\right)}{l_1}$$

$$R_p = F_{sest} - R_l$$

Rozdělení točivého momentu je předpokládáno 50% / 50%. Záleží na poddajnosti konstrukce a nelze jej jednoznačně určit.



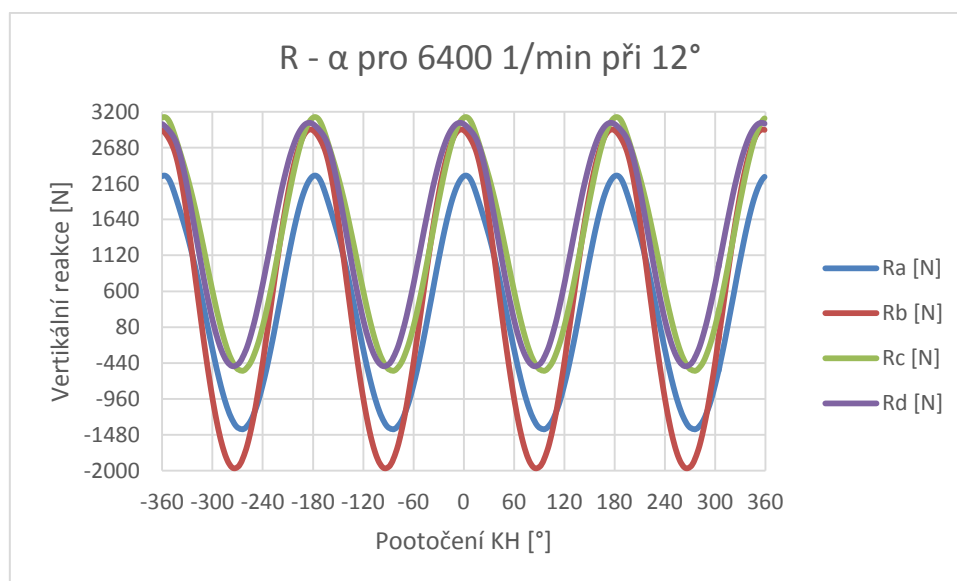
Graf 10: Závislost vertikální síly od točivého momentu na pootočení klikového hřídele

$$R_p = \frac{M_{celk.}}{l_1}$$

$$R_l = -\frac{M_{celk.}}{l_1}$$

Největší namáhání od maximálního momentu má hodnotu 394 N na jeden silentblok (graf 9).

Po sečtení reakcí ve vertikálním směru silentbloku od všech třech budících sil vychází jako nejvíce zatížený silentblok při 6400 1/min v základním ustavení motoru. Největší hodnota působící síly na silentbloky je v místě uložení kruhových desek s maximální hodnotou 3125 N (graf 10).



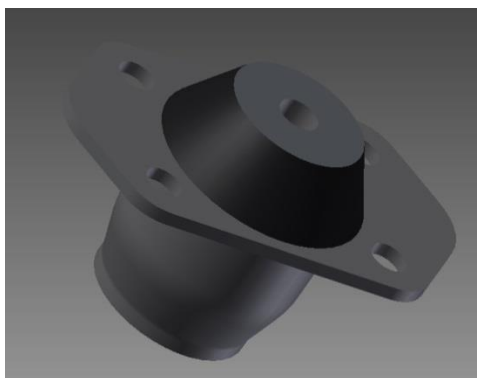
Graf 11: Závislost vertikální síly od budících sil na pootočení klikového hřídele

4.2.2. Volba silentbloku

Z vypočtených hodnot celkové normálové a celkové tečné reakce působící na silentblok vyplývá maximální možné namáhání, tj. u normálového 3125 N při naklopení 12° dozadu a tečného 2126 N při naklopení -45°, tedy dozadu. Tyto maximální hodnoty namáhání nejsou na sobě závislé. Tyto hodnoty působí při uvažování tuhé soustavy, tak jak byla zavedena úvaha na začátku. Nicméně konstrukce není absolutně tuhá a dochází k energetickým ztrátám vlivem poddajnosti systému a funkcí silentbloků. Podle katalogu od firmy AMC MECANOCAUCHO® byl vybrán kuželový silentblok. Výhodou tohoto řešení je schopnost samostředění při vychýlení nějakou z budících sil. S ohlédnutím na působící vibrace a vlastních frekvencí, nelze jednoznačně vybrat správný silentblok. Částečné výsledky nám dává MKP viz další kapitola.

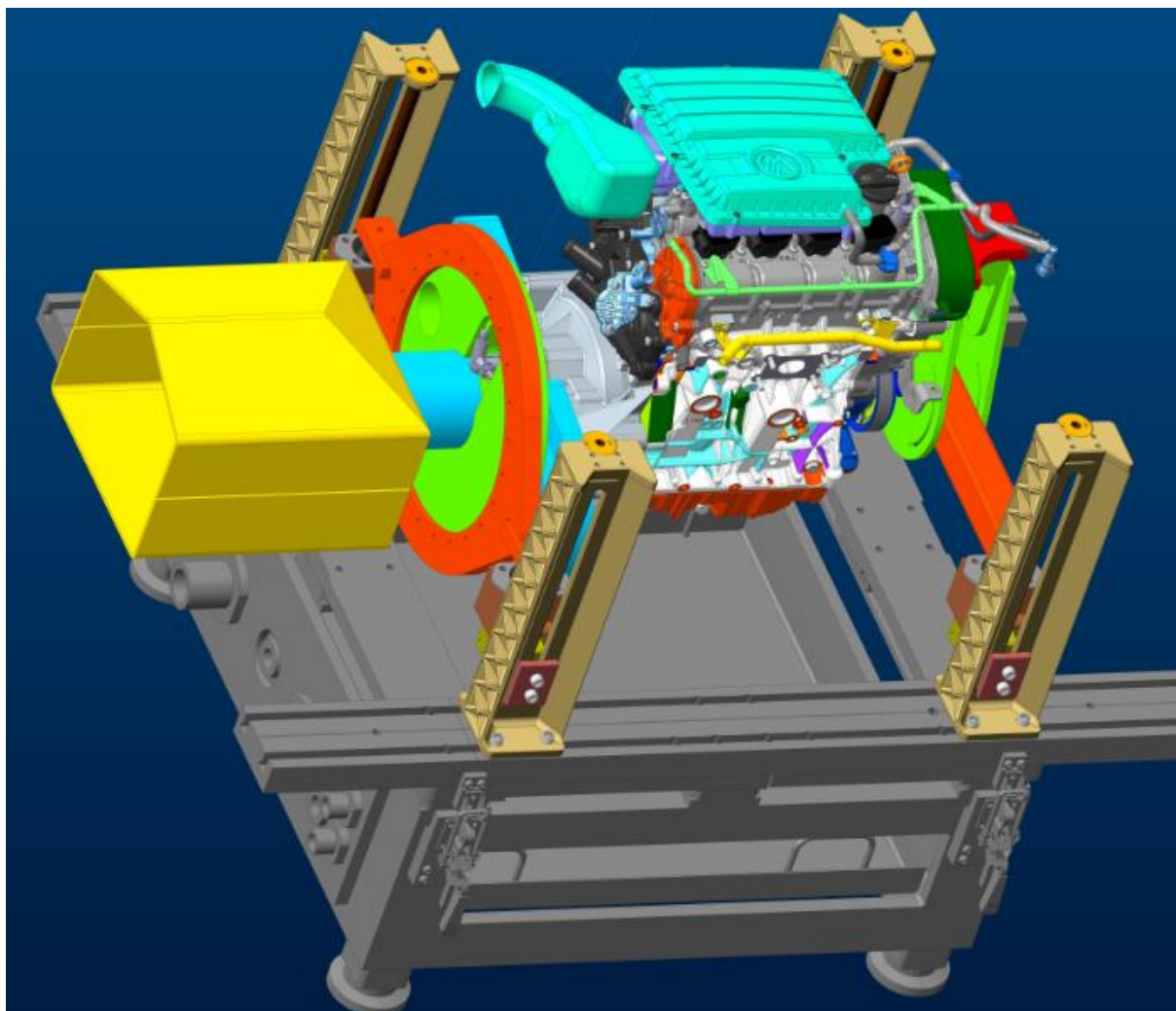
Byl zvolen kuželový silentblok, typ 14-4 díry 60 Sh s dovoleným statickým zatížením 450 kg. Kódové označení 137936. Jeho maximální posuv udávaný výrobcem je 3,75 mm. Přehled možných silentbloků viz příloha.

$$k = \frac{F_s}{x} = \frac{4500}{3,75} = 1200 \text{ N/mm}$$



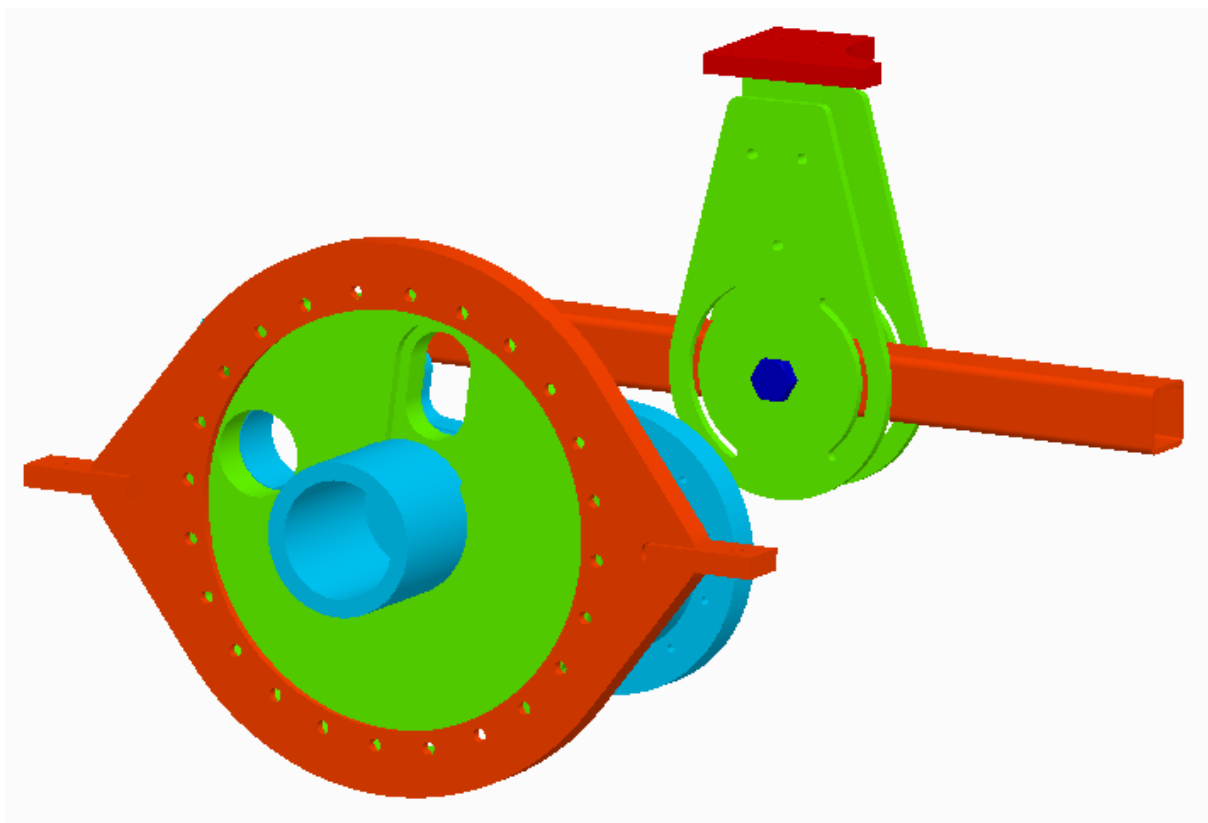
Obrázek 19: Kuželový silentblok typ 14 60Sh 1200N/mm

4.3. Konstrukce - sestava



Obrázek 20: 3D pohled zástavby palety vytvořené v CAD systému PTC Creo parametric

Na obrázku 20 je vyobrazena paleta se zástavbou motoru uložených na 4 silentblocích. K paletě se jako první upevní pozinkované nohy. Nohy jsou k dostání v několika možných výškách. Na nohách je posuvná kostka, která je vertikálně stavitelná pomocí závitové tyče a dotažena zezadu dvěma šrouby. Na tyto čtyři nohy je přišroubován držák silentbloku. První uchycení je centrálním šroubem, který se přišroubuje prostorem, kde bude silentblok. Zbýlými dvěma dírami projde šroub zespoda kostky a ze strany se vsune matice. Takto se upevní tyto čtyři držáky a podle výkresu sestavy se kostka umístí do požadované pozice. Držák je navržen tak, aby měl co největší styčnou plochu mezi silentblokem a držákem. Dalším krokem je přišroubování silentbloků k držáku.



Obrázek 21: Polohovací zařízení ve stavu základního naklonění 12° dozadu

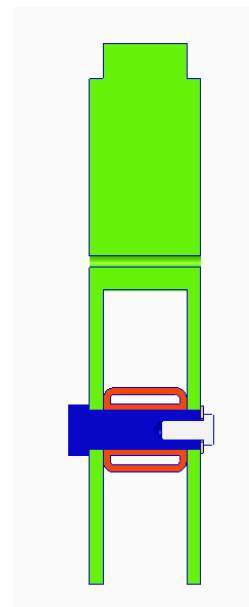
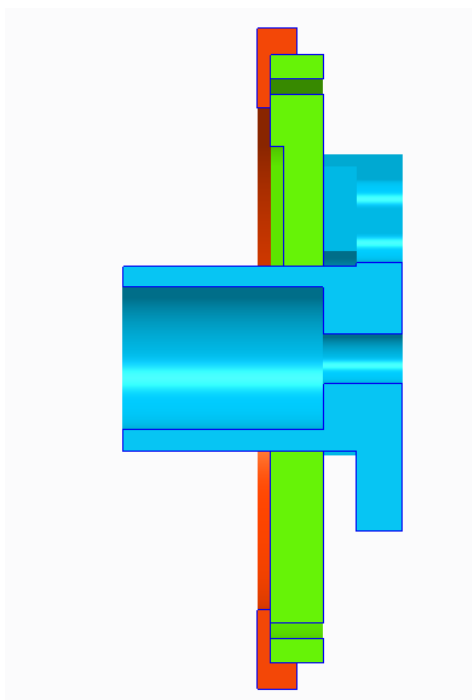
Oranžové díly na obrázku 21 jsou pro uchycení sestavy, která se naklápí. Zelené díly jsou díly, s kterými se naklápí.

Pevná deska (oranžová deska kruhového tvaru) se uchytí na obou stranách jedním šroubem k silentbloku. Po obvodu této desky jsou v pravidelném rozestupu umístěny otvory, kterými projdou šrouby ve spojení se zelenou kruhovou deskou (pohyblivá deska).

Pohyblivá deska je uchycena v požadovaném úhlu natočení motoru. V této desce je po obvodu několik krátkých drážek umožňující snadné umístění proti otvoru v oranžové kruhové desce. Tato deska disponuje i dvěma drážkami pro uchycení modrého mezikusu, které jsou zapuštěny pro možnost vložení hlavy šroubu do drážky. Deska má dva další otvory, jeden pro startér, druhý pro ovládání spojky. Otvorem, kterým prochází trubka, se centruje mezikus vůči ose kardanovy hřídele (obrázek 22).

Mezikus je tedy napevno spojen s kruhovou deskou pomocí šroubů. V mezikusu jsou opět otvory pro možnost vložení startéru a ovládání spojky. K mezikusu se již montuje spojková skříň a motor.

Motor je zatím zavěšený na konzoli, která je navržena pro přenos točivého momentu a je spojena s motorem na místech spojení sériového držáku, pomocí jednoduchého zařízení pro zavěšení motoru.



Obrázek 22: Řez polohovacím zařízením - levá a pravá část

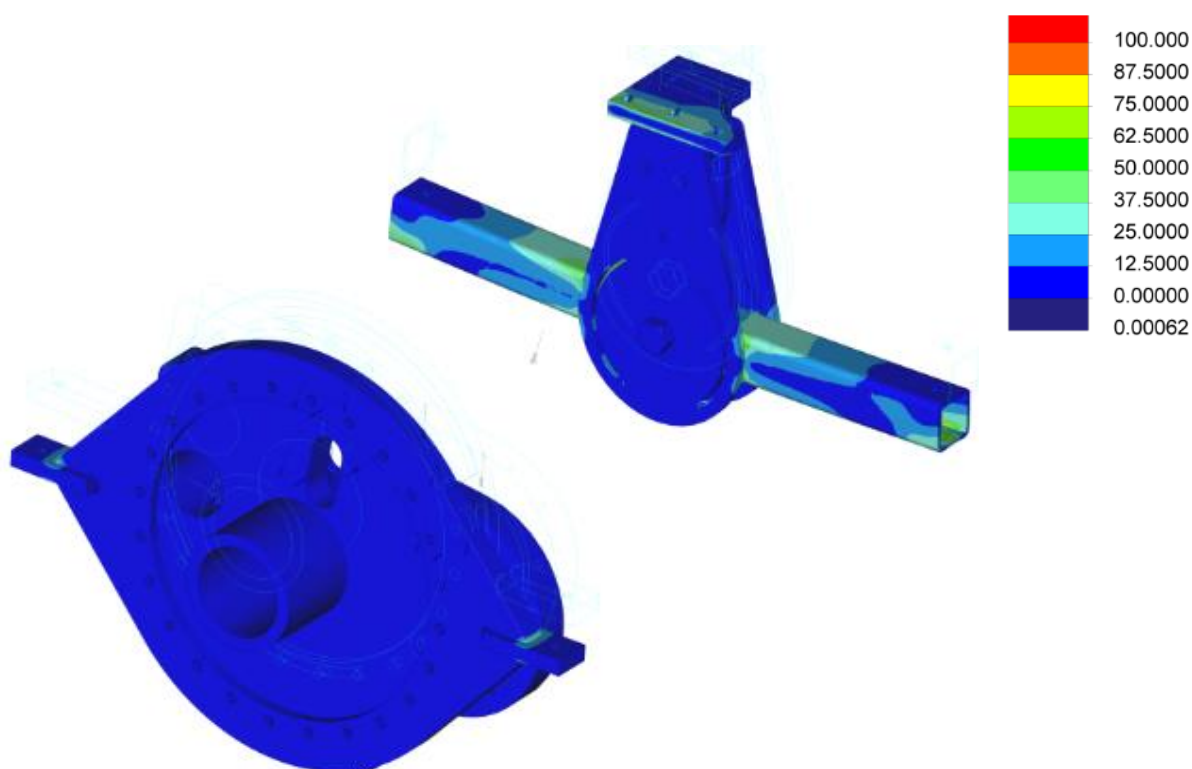
Levá strana je připravena, zbývá připravit pravou stranu. Na již namontované silentbloky se přichytí příčník dvěma šrouby. Do středu čtvercové trubky je vložena noha podpírající motor zajištěná čepem a zašroubovaným šroubem s podložkou z druhé strany. Osa čepu bude totožná s osou klikového hřídele. Toto je zajištěno speciální pokličkou s hrotem, která se zachytí na řemenici klikového hřídele a tato poklička ukazuje na střed čepu. Vůle mezi konzolí a podpěrnou nohou je vymezena speciální podložkou, která je na výkrese DP-KVM-706-07. Točivý moment působící na podpírající noze je zachycen pomocí dvou šroubů procházející příčníkem.

Výhoda ručního nakládění je v možnosti vymezit vůle. Nabízela by se možnost úpravy kruhové desky s nalisováním ozubeného věnce, který je běžně lisován na setrvačnick a přestavovat motor pomocí soukolí.

Výfukové potrubí je možno vést pomocí dvou přírub s využitím natáčení výfukového potrubí pomocí drážek, které by umožňovaly úhlové natočení nebo výfukové potrubí zalomit u katalyzátoru a podél motoru vést výfukové potrubí v ose klikového hřídele. To však záleží na odzkoušení prostoru kolem sestavy s daným výfukovým potrubím, které nebylo řešeno.

4.4. Metoda konečných prvků

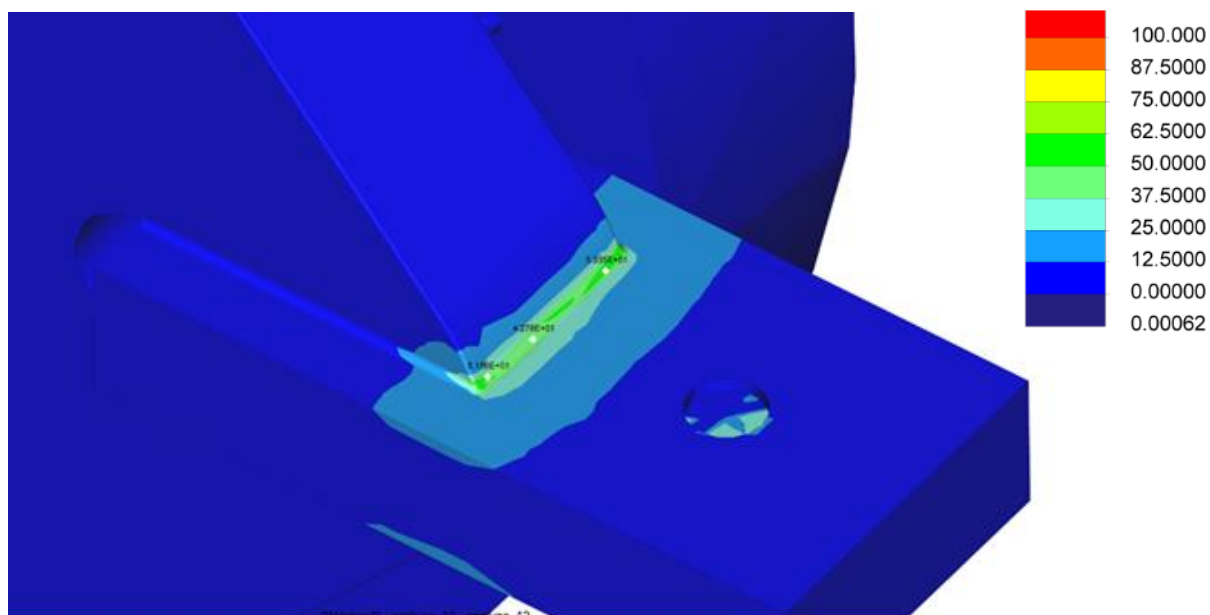
Metoda konečných prvků ověřuje stav konstrukce. Model byl vymodelován a dále upraven pro podmínky užití metody konečných prvků. S využitím vypočtených budících sil a navrženého silentbloku byly zadány do programu okrajové podmínky. Motor byl považován za dokonale tuhý. Počítány byly tři základní polohy 12° dozadu, 57° dozadu a 33° dopředu.



Obrázek 23: Výpočet napětí sestavy v ustavení 12° dozadu – výpočet v PTC Creo parametric, hodnoty v MPa

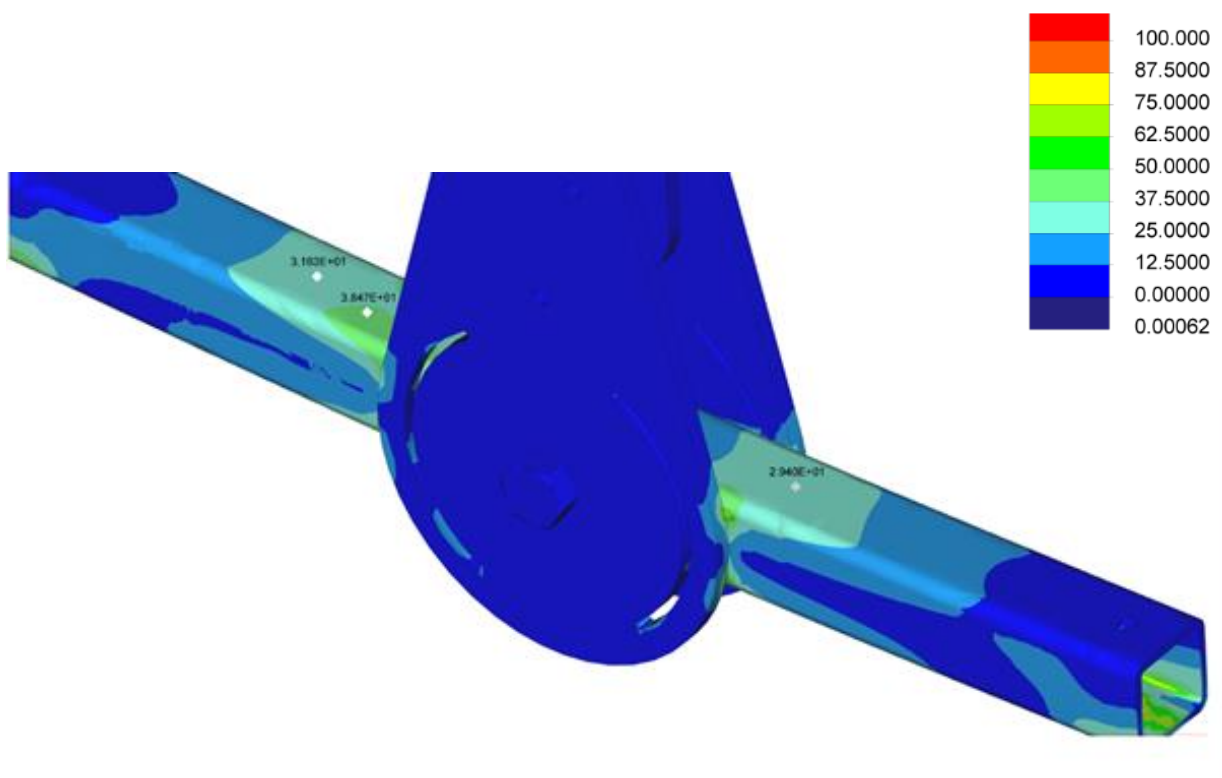
Z vypočtených hodnot je zřejmé, že maximálního namáhání konstrukce se docílí ve svislé poloze motoru. Analýza je pro ocel zvolena HMH. Materiál všech analyzovaných součástí je 11 523. Dovolené napětí je tedy úměrné mezi kluzu daného materiálu. U 11 523 je mez kluzu 333 MPa. Z obrázku 23 je vidět, že významnější napětí vzniká v okolí míst, kde bude svar na straně kruhových desek a na straně příčnicku se napětí postupně rozloží v celém průřezu. Kritická místa jsou vidět na obrázku 24 a 25.

Ve výpočtu vznikaly i špičky napětí, které byly zapříčiněny singularitami důsledkem náhlé změny geometrie. Typickým příkladem je bodové uložení na pružinách (silentbloku).



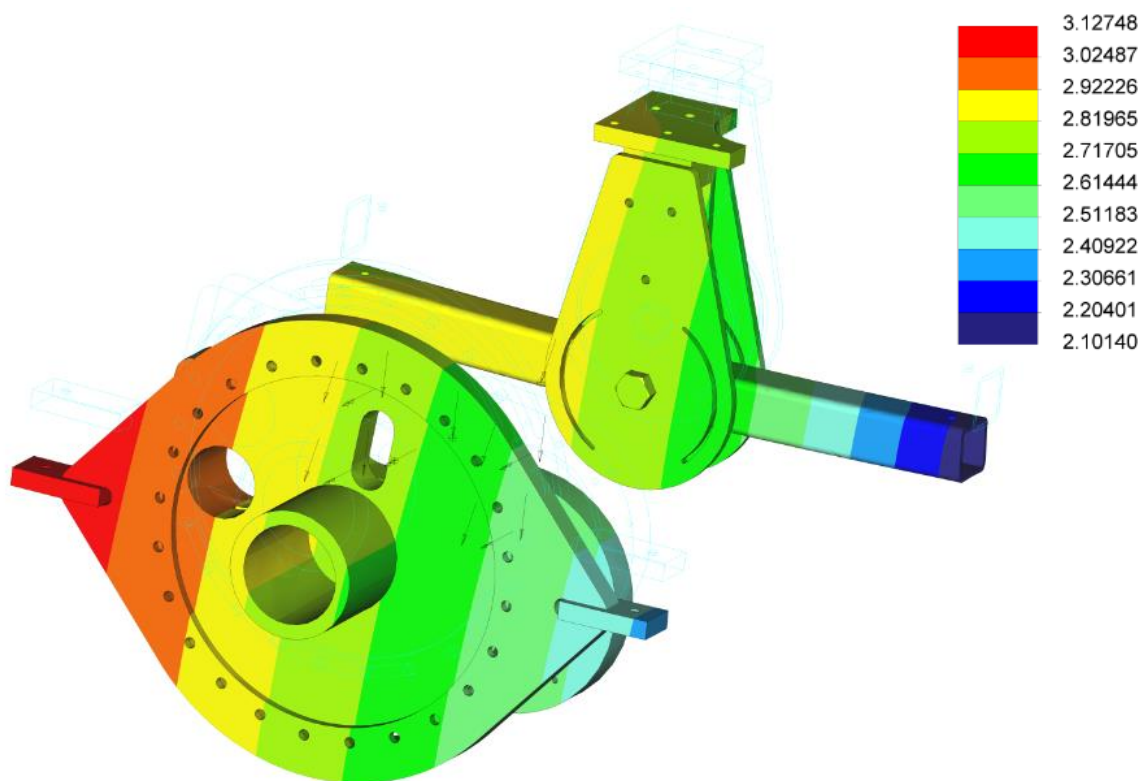
Obrázek 24: Přechod mezi patkou a deskou

Z obrázku 24 je vidět, že maximální namáhání je kolem 50 MPa a vzniká v okolí čela spoje.



Obrázek 25: Příčnick

Na obrázku 25 je vidět rozložení napětí od zatížení čepu s maximální hodnotou 40 MPa.



Obrázek 26: Absolutní posunutí sestavy pod zatížením na silentblocích

Celkový posun ve všech směrech je kolem 3 mm od souřadného systému. Kolem patek je dostatečná rezerva, pro posuny.

Z těchto výsledků lze jednoznačně usoudit, že se nejedná o nijak nebezpečná místa s porovnáním maximálního dovoleného napětí, které je 333 MPa. Bezpečnost je kolem 6.

5. Závěr

Cílem diplomové práce bylo seznámit čtenáře s uvedeným tématem, popsat možné přístupy upevňování motoru na brzdovém stanovišti. Vysvětlit čtenáři důvody naklápění vhodnou simulací vnějšího pole zrychlení působící na motor. Zde bylo vysvětleno navíc i příčné naklápění s možným zanedbáním jevů působící na vozidlo při zatáčení.

Konstrukční částí je naklápění motoru kolem osy klikového hřídele. Je zde představeno možné řešení naklápění motoru. Byl proveden výpočet působících sil z naměřených tlaků ve válci konkrétního motoru ve 4 otáčkových režimech při plném zatížení. Tento výpočet nám obstaral možnost zjištění největšího zatížení v uložení motoru. Výpočet byl uvažován bez tření, jednalo se tedy o výpočet průběhu indikovaného momentu. Z hlediska namáhání uložení motoru je výhodné počítat s vyššími hodnotami, než dává motor. Lze tedy považovat vyšší hodnoty zatížení jako bezpečnostní parametr. Na druhou stranu vlivem kmitání se zvýší zatížení na lůžka celé sestavy. Výpočet byl proveden pro okamžité maximální hodnoty s nulovým momentem setrvačnosti – lze tedy předpokládat, že tyto okamžité špičky točivého momentu budou podstatně menší. Vzniklá energie se disipuje vlivem poddajnosti konstrukce a zatížení bude menší. Z tohoto výpočtu byly navrženy kuželové silentbloky, jejich výhodou je samostředění a jejich tuhost ve všech směrech.

S využitím MKP a výpočtů, které byly provedeny při návrhu silentbloků, byly využity pro zadání budících sil do výpočtu. Z navrženého silentbloku bylo zadáno i posunutí do výpočtu. Výpočet napětí bylo provedeno metodou von Mises. Pro zvolený materiál daná konstrukce bezpečně vyhovuje danému využití. Lze tedy považovat navrženou konstrukci za vhodnou k účelu použití.

Citovaná literatura

1. **AG, Siemens.** *Technische Beschreibung zum Angebot a11D0084-01 Motorprüffeld in Mladá Boleslav für ŠKODA Auto a.s.* Nürnberg : Siemens AG, 19.3.2012.
2. **Vokáč, Luděk.** auto.idnes.cz. *idnes.cz.* [Online] 8. srpen 2014. http://auto.idnes.cz/foto.aspx?r=automoto&c=A140626_164547_automoto_vok&foto=VOK54260a_Skoda_motorove_centrum_11.jpg.
3. **Vokáč, Luděk.** auto.idnes.cz. *idnes.cz.* [Online] 8. srpen 2014. http://auto.idnes.cz/foto.aspx?r=automoto&c=A140626_164547_automoto_vok&foto=VOK542604_Skoda_motorove_centrum_06.JPG.
4. **Vokáč, Luděk.** auto.idnes.cz. *idnes.cz.* [Online] 8. srpen 2014. http://auto.idnes.cz/foto.aspx?r=automoto&c=A140626_164547_automoto_vok&foto=VOK542606_Skoda_motorove_centrum_07.JPG.
5. **GmbH, AVL SCHRICK.** youtube.com. *Youtube.* [Online] 30. Leden 2014. <https://www.youtube.com/watch?v=ZvB1lbZRADI>.
6. **Sajdl, Jan.** autolexicon.net. *Autolexicon.* [Online] 28. červen 2011. <http://www.autolexicon.net/cs/articles/ackermannova-podminka/>.
7. **kolektiv, Sylva Drábková a.** www.338.vsb.cz. *Vysoká škola báňská - Technická univerzita ostrava.* [Online] 2007. <http://www.338.vsb.cz/PDF/Drabkova-Mechanikatekutin.pdf>. ISBN 978-80-248-1508-

Seznam obrázků

Obrázek 1: Schématické zobrazení motorové brzdy spojené s paletovým systémem [1]	15
Obrázek 2: Stanoviště operátora ve Škoda-Auto a.s. se nachází za bezpečnostním oknem [2]	16
Obrázek 3: Měřicí stanoviště s testovaným motorem ve Škoda-Auto a.s. [3]	16
Obrázek 4: Podpěrná noha	17
Obrázek 5: Pevná deska	17
Obrázek 6: Pevná deska pro uchycení motoru na straně spojkové skříně	18
Obrázek 7: Motor uchycen v paletovém systému VW [4]	18
Obrázek 8: Schématické znázornění zástavby motoru v paletovém systému	19
Obrázek 9: AVL Schrick dynamické zkušební zařízení [5]	20
Obrázek 10: Model olejové vany data v PTC Creo parametric	22
Obrázek 11: Ackermannova podmínka vs. skutečnost [6]	23
Obrázek 12: Rozložení úhlové rychlosti na přední nápravě a integrační meze na olejové vaně	24
Obrázek 13: Otáčivý pohyb nádoby s kapalinou kolem svislé osy [7]	25
Obrázek 14: Schématické uspořádání sestavy na paletě	26
Obrázek 15: Rozklad primárních sil působící od tlaku plynu ve válci	27
Obrázek 16: Hmotnostní rozložení na ojnicích	29
Obrázek 17: Setrvačné síly od posuvných hmot	30
Obrázek 18: Schématické znázornění působících budících sil a reakcí	33
Obrázek 19: Kuželový silentblok typ 14 60Sh 1200N/mm	37
Obrázek 20: 3D pohled zástavby palety vytvořené v CAD systému PTC Creo parametric	38
Obrázek 21: Polohovací zařízení ve stavu základního naklopení 12° dozadu	39
Obrázek 22: Řez polohovacím zařízením - levá a pravá část	40
Obrázek 23: Výpočet napětí sestavy – výpočet v PTC Creo parametric, hodnoty v MPa	41
Obrázek 24: Přejít mezi patkou a brejlemi	42
Obrázek 25: Příčník	42
Obrázek 26: Absolutní posunutí sestavy pod zatížením na silentblocích	43

Seznam grafů

Graf 1: Vnější otáčková charakteristika pro 1,6 16V MPi	42
Graf 2: Prohnutí hladiny při maximálním naklopení.....	425
Graf 3: Závislost točivého momentu od primárních sil na pootočení klikového hřídele	43
Graf 4: Závislost deviačního momentu na pootočení klikového hřídele	42
Graf 5: Závislost točivého momentu od setrvačných sil posuvných hmot na pootočení KH.....	3142
Graf 6: Závislost točivého momentu na pootočení klikového hřídele.....	431
Graf 7: Závislost setrvačné síly od posuvných hmot na pootočení klikového hřídele	422
Graf 8: Závislost horizontální síly na pootočení klikového hřídele	424
Graf 9: Závislost vertikální síly od setrvačných sil na pootočení klikového hřídele.....	435
Graf 10: Závislost vertikální síly od točivého momentu na pootočení klikového hřídele.....	42
Graf 11: Závislost vertikální síly od budících sil na pootočení klikového hřídele	42

Seznam příloh

CD nosič

Výkresová dokumentace

Seznam silentbloků